

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV PROCESNÍHO A EKOLOGICKÉHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PROCESS AND ENVIRONMENTAL
ENGINEERING

VÝPOČTOVÉ POSTUPY PŘÍČNĚ OBTÉKANÉHO SVAZKU TRUBEK

CALCULATION METHODS FOR TUBE BANKS HEAT EXCHANGER

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JIŘÍ HOUSÍREK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. BOHUSLAV KILKOVSKÝ, Ph.D.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav procesního a ekologického inženýrství

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jiří Housírek

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Procesní inženýrství (3909T003)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Výpočtové postupy příčně obtékaného svazku trubek

v anglickém jazyce:

Calculation methods for tube banks heat exchanger

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Tento typ výměníku tepla se v posledních letech velice rozmohl. Je používán jednak jako vzduchový chladič a také jako ohřívač vody a vzduchu pomocí spalín. Je proto dobré a nutné disponovat vhodnými výpočtovými postupy k jejich návrhu. Nejde jen o tepelný a hydraulický výpočet, ale i zjištění maximální teploty povrchu trubek a maximálního tepelného toku, určení hmotnosti, atd.

Úkolem práce bude popsat geometrii tohoto typu výměníku, možná uspořádání a dostupné metody určené pro tepelný (jak konvekční, tak i radiační složka) a hydraulický výpočet (zejména tlakové ztráty v ohybech, kde použití místních součinitelů odporů nedává uspokojivé výsledky) a jejich vzájemné porovnání. Tepelný výpočet bude obsahovat i vliv radiační složky, výpočet teploty stěny trubky a určení tepelného toku. Součástí bude i provedení srovnávacího výpočtu pomocí programu HTRI a porovnání různých výpočtových metod s těmito výsledky (součinitele přestupu tepla, tlakové ztráty).

Cíle diplomové práce:

1. Popis výměníku typu příčně obtékaný svazek trubek
2. Možná uspořádání geometrie tohoto výměníku tepla
3. Metody pro tepelný a hydraulický výpočet
4. Výpočet reálného výměníku s příčně obtékaným svazkem trubek
5. Provedení srovnávacího výpočtu pomocí programu HTRI

Seznam odborné literatury:

- [1.] CENGEL Y. A., Heat Transfer-A Practical Approach, McGraw-Hill Companies, 2nd edition, 2002, ISBN-13: 978-0072458930
- [2.] HEWITT, G.F., Process Heat Transfer. New York : Begall House, Inc., 1994.
- [3.] HEWITT, G.F., Heat Exchanger Design Handbook. Begell House, Inc., New York, 1998.
- [4.] GANAPATHY, V., Industrial boilers and heat recovery steam generators: design, applications, and calculations, Marcel Dekker, New York, 2033, ISBN 0-8247-0814-8
- [5.] KOTÍŠEK J., Rod V., Trubkové pece v chemickém průmyslu, SNTL, Praha, 1961

Vedoucí diplomové práce: Ing. Bohuslav Kilkovský, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 17.11.2010

L.S.

prof. Ing. Petr Stehlík, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá výpočtovými metodami výměníku tepla s příčně obtékaným svazkem trubek. První část práce obsahuje souhrn obecně známých základních výpočtových vztahů používaných při výpočtech výměníků tepla a detailní popis řešeného výměníku tepla. Druhá část práce se zabývá popisem dostupných výpočtových metod daného aparátu potřebných pro jeho tepelný a hydraulický výpočet. V závěrečné části je popis aplikace POST v. 1.0, která byla na základě těchto výpočtových metod vytvořena. Pomocí této aplikace byl proveden kontrolní výpočet výměníku s příčně obtékaným svazkem trubek a získané hodnoty následně porovnány s výsledky získanými pomocí profesionálního výpočtového programu HTRI.

ABSTRACT

This diploma thesis deals with calculation methods of heat exchanger with cross-flow tube bundle. The first part of the thesis contains summary of generally known basic calculation relations used in calculations of heat exchangers and a detailed description of a given heat exchanger. The second part of the thesis provides a description of available calculation methods of a given apparatus required for its thermal and hydraulic calculation. The final part describes application POST in 1.0 which has been formed on the basis of these calculation methods. Using this application check calculation of exchanger with cross-flow tube bundle was carried out and gained figures compared with results gained by means of professional calculation program HTRI.

KLÍČOVÁ SLOVA

Výměník tepla, příčně obtékaný svazek trubek, hydraulický výpočet, tepelný výpočet, emisivita, VBA, HTRI.

KEYWORDS

Heat exchanger, cross-flow tube bundle, hydraulic calculation, thermal calculation, emissivity, VBA, HTRI.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HOUSÍREK, J. *Výpočtové postupy příčně obtékaného svazku trubek*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 87 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Bohuslav Kilkovský, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma „*Výpočtové postupy příčně obtékaného svazku trubek*“ vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

V Brně dne 22. května 2012

.....
Bc. Jiří Housírek

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto Ing. Bohuslavu Kilkovskému, Ph.D. za cenné připomínky a rady při vypracování diplomové práce. Rovněž děkuji za vstřícný přístup, za trpělivost a čas, který mně věnoval.

OBSAH

| | | |
|-------|---|----|
| 1 | Úvod | 9 |
| 1.1 | Řešená problematika | 9 |
| 1.2 | Analýza současného stavu | 9 |
| 1.3 | Zaměření práce | 10 |
| 2 | Základní výpočtové vztahy | 11 |
| 2.1 | Tepelný výpočet | 11 |
| 2.1.1 | Tepelná bilance | 11 |
| 2.1.2 | Přenosová rovnice | 12 |
| 2.1.3 | Součinitel prostupu tepla | 12 |
| 2.1.4 | Střední teplotní rozdíl | 14 |
| 2.1.5 | Výpočet součinitele přestupu tepla | 14 |
| 2.2 | Hydraulický výpočet | 15 |
| 2.2.1 | Tlaková ztráta vlivem tření – Darcy-Weisbachova rovnice | 15 |
| 2.2.2 | Tlaková ztráta vlivem místních odporů | 16 |
| 2.3 | Struktura tepelného a hydraulického výpočtu | 17 |
| 2.3.1 | Kontrolní (simulační) výpočet | 17 |
| 2.3.2 | Návrhový výpočet | 17 |
| 3 | Popis výměníku s příčně obtékaným svazkem trubek | 19 |
| 3.1 | Možnosti použití výměníku | 19 |
| 3.1 | Geometrické uspořádání | 19 |
| 3.2 | Možnosti intenzifikace přestupu tepla | 20 |
| 3.3 | Distributory | 21 |
| 4 | Vztahy pro tepelný výpočet příčně obtékaného svazku trubek | 23 |
| 4.1 | Výpočet součinitele přestupu tepla v trubkách | 23 |
| 4.1 | Výpočet součinitele přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru | 25 |
| 4.1.1 | Přestup tepla konvekcí | 25 |
| 4.1.2 | Přestup tepla radiací z plynu | 34 |
| 4.1.3 | Přestup tepla radiací od stěn | 35 |
| 4.2 | Sálání z prostoru mezi sekcemi | 36 |
| 4.3 | Výpočet emissivity a absorptivity spalin | 38 |
| 4.3.1 | Metoda výpočtu emisivity dle Shacka | 38 |
| 4.3.2 | Metoda výpočtu emisivity dle Lecknera | 39 |
| 4.3.3 | Výpočet střední délky paprsku | 42 |
| 4.4 | Výpočet tepelného toku | 43 |

| | | |
|-------|--|----|
| 4.4.1 | Střední tepelný tok | 43 |
| 4.4.2 | Maximální tepelný tok | 43 |
| 4.5 | Výpočet teploty stěny | 45 |
| 4.5.1 | Výpočet střední teploty stěny trubek | 45 |
| 4.5.2 | Výpočet maximální teploty stěny trubek | 46 |
| 5 | Vztahy pro hydraulický výpočet příčně obtékaného svazku trubek | 48 |
| 5.1 | Výpočet tlakové ztráty v trubkovém prostoru | 48 |
| 5.1.1 | Výpočet tlakové ztráty v přímých trubkách | 48 |
| 5.1.2 | Výpočet tlakové ztráty změnou směru toku | 49 |
| 5.1.3 | Výpočet tlakové ztráty v distributorech a kolektorech | 50 |
| 5.2 | Výpočet tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru | 52 |
| 5.2.1 | Tlaková ztráta na vstupu a výstupu mezitrubkového prostoru | 63 |
| 6 | Vyvíjená výpočtová aplikace | 66 |
| 6.1 | Popis aplikace POST v. 1.0 | 66 |
| 6.2 | Ověření funkčnosti aplikace | 73 |
| 6.2.1 | Zadání úlohy | 73 |
| 6.2.2 | Obdržené výsledky | 74 |
| 6.2.3 | Zhodnocení získaných výsledků | 75 |
| 7 | Závěr | 76 |
| | Literatura | 77 |
| | Přílohy | 80 |

1 ÚVOD

1.1 Řešená problematika

Již od pradávna člověk řeší problémy týkající se výměny tepla mezi médii. Ať už se jedná o ohřev, nebo naopak o ochlazování, vždy je tento proces spojen s nutností hlubších úvah o dané problematice. Tak jak se člověk a technologie postupně vyvíjely, objevovaly se s touto skutečností i stále sofistikovanější možnosti, jak návrh výměníkůvých aparátů zdokonalovat s využitím nejmodernějších dostupných prostředků. V dnešní době jsou možnosti návrhů výměníků tepla již na tak vyspělé úrovni, že pro konstruktéry a výpočtáře není překážkou téměř žádný z požadavků potencionálního zákazníka. Trend se samozřejmě ubírá směrem, kdy je požadováno zařízení s velkou spolehlivostí, účinností a jako protiklad s co nejnižšími pořizovacími a provozními náklady. Zvláště finanční stránka věci je motorem, který žene kupředu již zmiňované technologie a úsilí konstrukčních firem o co nejlepší produkty.

V této diplomové práci bude pojednáno o konkrétním typu výměníku, což je výměník tepla s příčně obtékaným svazkem trubek. Hlavní tematikou jsou výpočtové metody popisující tento typ výměníku. Cílem práce je získat ucelený výpočtový aparát, který bude možné aplikovat na nejrůzněji modifikovaná zadání. Zároveň bude uveden výčet několika metod, které byly do dnešní chvíle publikovány v tuzemských i zahraničních literaturách a používají se v projekční praxi. Výsledným produktem bude výpočtová aplikace vytvořená v prostředí VBA. Výsledky výpočtů získané pomocí této aplikace budou srovnány s výsledky obdrženými pomocí sofistikovaného výpočtového software HTRI.

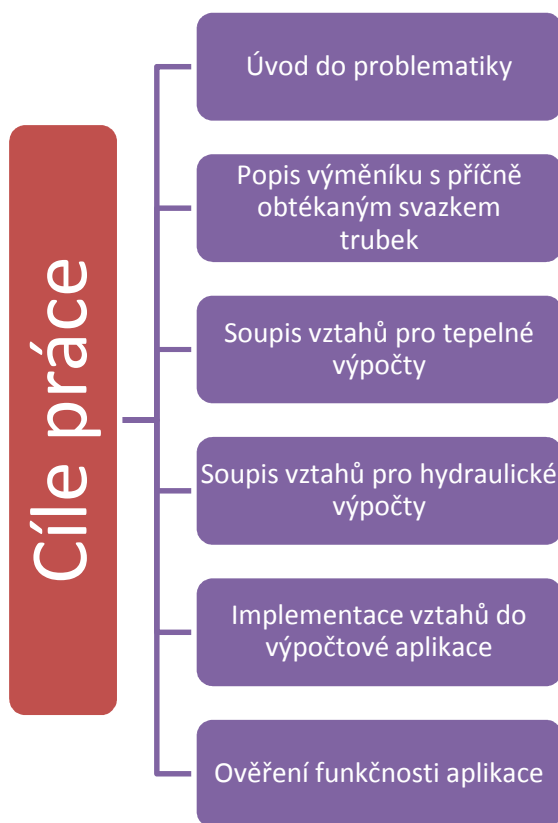
1.2 Analýza současného stavu

Pro výpočet příčně obtékaného svazku trubek byl na trhu nalezen pouze jeden program, a to modul vzduchového chladiče programu HTRI, který je možné použít i jako ekonomizér. Modul programu HTRI má uživatelsky velmi přívětivé prostředí, nabízí databázi vlastností látek, databázi materiálů potrubí a umožňuje řešit hladké trubky, žebrované trubky nebo trubky s vestavbami. Je také umožněno rozdělit trubkový prostor na více sekcí, kde každá může mít jinou velikost trubek a může být z jiného materiálu. Ve všech sekcích však musí proudit stejné médium, všechny sekce musí mít stejnou šířku a není rovněž možné nastavit vzdálenost mezi těmito sekcemi (ta se rovná podélné rozteči trubek). Médium musí proudit z trubky do trubky, nelze tedy přidat směšovací kolektor mezi jednotlivé sekce. Případné ohyby trubek musí být umístěny vně pláště. Při výpočtech není zohledněn vliv sálání z mezisekčního prostoru. Programový kód nemůže uživatel měnit, pro výpočty musí využít možnosti, které program nabízí. Největší nevýhodou je cena tohoto programu, která se pohybuje v řádech statisíců.

Program má širokou škálu možností definice jednotlivých parametrů výměníku, ale zároveň je omezen i některými nedostatky, které byly zmíněny výše. V mnoha případech proto může být výhodné disponovat vlastním výpočtovým nástrojem, který může být v případě potřeby přizpůsoben požadavkům daného projekčního zadání.

1.3 Zaměření práce

Diplomová práce se zabývá výpočtem výměníku tepla s příčně obtékaným svazkem trubek. Úvodní část práce představuje základní obecné výpočtové vztahy používané pro výpočty aparátů na výměnu tepla a podrobnější popis tohoto typu výměníku. Nejrozsáhlejší část práce je věnována soupisu výpočtových metod pro tepelný a hydraulický výpočet výměníku s příčně obtékaným svazkem trubek. Na základě uvedených metod je poté úkolem rozšířit současnou výpočtovou aplikaci používanou na ÚPEI a její funkčnost ověřit srovnáním výsledků získaných pomocí této aplikace a komerčního výpočtového programu HTRI. Výsledky srovnávacích výpočtů jsou prezentovány v závěrečné části této práce. Cíle této diplomové práce jsou přehledně znázorněny na obr. 1.1.



Obr. 1.1 Cíle diplomové práce

2 ZÁKLADNÍ VÝPOČTOVÉ VZTAHY

Přenos tepla si lze představit jako tok tepla v uzavřeném systému s předem stanoveným směrem tepelného toku. Děje se tak ve smyslu druhého termodynamického zákona, tedy z části s vyšším tepelným potenciálem do části s nižším potenciálem.

Přenos tepla je uskutečňován na základě několika mechanismů. Jedná se o přenos tepla vlivem konvekce (prouděním), kondukce (vedením) a radiace (sáláním). Všechny tyto tři druhy mechanismů se v reálném prostředí podílejí na přenosu tepla současně. U tepelných výpočtů musí projektant řešit nejen tepelnou bilanci systému, ale rovněž se musí zabývat výpočtem součinitelů přestupu tepla jednotlivých médií, určit součinitele prostupu tepla, určit tepelné toky aj. [1].

2.1 Tepelný výpočet

Základními vztahy pro výpočet přenosu tepla ve výměníku jsou výpočet tepelné bilance, přenosová rovnice k určení celkového přeneseného výkonu, rovnice prostupu tepla pro žebrované i nežebrované povrchy a střední teplotní rozdíl. Jednotlivé vztahy jsou popsány v následujících kapitolách.

2.1.1 Tepelná bilance

Jednou ze základních rovnic výměny tepla při výpočtu výměníku je rovnice tepelné bilance [1]. Při odvozování tepelné bilance výměníku tepla vycházíme ze zákona zachování energie. Jedná se o předpoklad, že teplo \dot{Q}_A předané horkou pracovní látkou je rovno teplu \dot{Q}_B odvedenému chladnou pracovní látkou plus tepelné ztráty \dot{Q}_Z odevzdané do okolí. Tepelné ztráty bývají nejčastěji zapříčiněny nedostatečnou izolací výměníkového celku. Pro tepelnou bilanci tedy platí následující rovnice:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_A = \dot{Q}_B + \dot{Q}_Z \quad (2.1)$$

kde

\dot{Q} ... celkový tepelný výkon, [W]

\dot{Q}_A ... tepelný tok proudu A, [W]

\dot{Q}_B ... tepelný tok proudu B, [W]

\dot{Q}_Z ... teplo odevzdané do okolí, [W]

Tepelné ztráty lze často při výpočtech zanedbat. Důvodem jsou minimální ztráty běžně izolovaných výměníků tepla, které nepřekračují hranici 5 %. Výsledný tvar bilanční rovnice je potom:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_A = \dot{Q}_B \quad (2.2)$$

Pokud uvažujeme, že v proudu A je teplejší pracovní látka a v proudu B chladnější pracovní látka, lze pro vyjádření tepelného výkonu jednotlivých proudů psát:

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_A \cdot \overline{c_{pA}} \cdot (t_{A1} - t_{A2}) \quad (2.3)$$

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_B \cdot \overline{c_{pB}} \cdot (t_{B2} - t_{B1}) \quad (2.4)$$

kde

\dot{m}_A (\dot{m}_B) ... hmotnostní tok média A (B), [kg·s⁻¹]

$\overline{c_{pA}}$ ($\overline{c_{pB}}$) ... měrná tepelná kapacita látky A (B), [J·kg⁻¹·K⁻¹]

t_{A1} (t_{B1}) ... vstupní teplota teplého (studeného) proudu, [°C]

t_{A2} (t_{B2}) ... výstupní teplota teplého (studeného) proudu, [°C]

2.1.2 Přenosová rovnice

K určení celkového přeneseného tepelného výkonu \dot{Q} výměníku přes teplosměnnou plochu A lze využít přenosovou rovnici [1] ve tvaru:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \overline{\Delta T}_M \quad (2.5)$$

kde

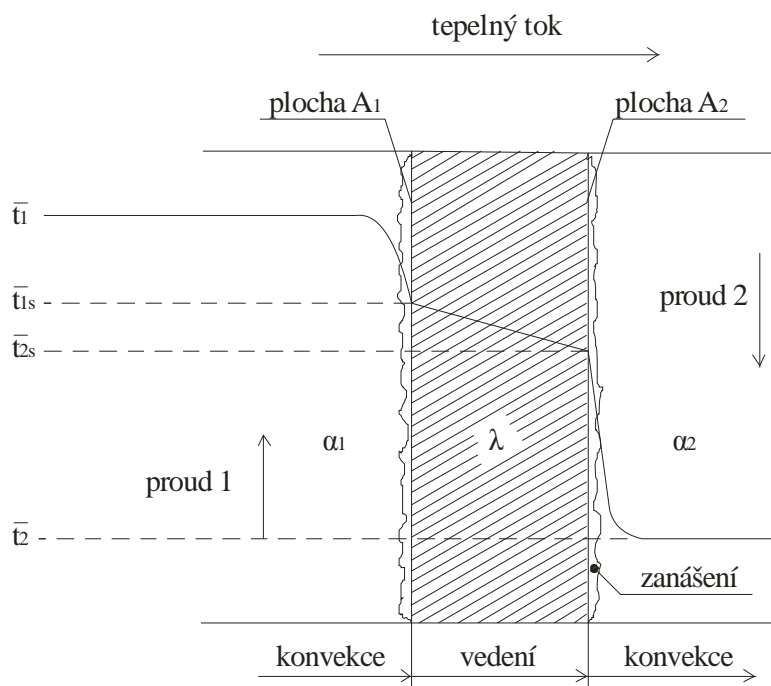
k ... součinitel prostupu tepla, [W·m⁻²·K⁻¹]

A ... plocha výměny tepla, [m²]

$\overline{\Delta T}_M$... střední teplotní rozdíl, [K]

2.1.3 Součinitel prostupu tepla

Prostupem tepla se rozumí přenos tepelné energie ze strany ohřívajícího média, přes teplosměnnou plochu A , do prostoru s ohříváním médiem. Na obrázku 2.1 je graficky znázorněn prostup tepla přes jednoduchou rovinnou stěnu.



Obr. 2.1 Prostup tepla rovinnou stěnou [1]

kde

$A_1 (A_2)$... plocha stěny na straně teplého (studeného) proudu, [m²]
 $\bar{t}_1 (\bar{t}_2)$... střední teplota teplého (studeného) proudu, [°C]
 $\bar{t}_{1s} (\bar{t}_{2s})$... střední teplota povrchu stěny na straně teplého (studeného) proudu, [°C]

Rovnice součinitele prostupu tepla k , vztaženého k vnější ploše povrchu trubky, pro kruhovou stěnu s přídatkem na zanášení je [1]:

$$k = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_i} + R_{zi} \right) + \frac{d_o}{2\lambda_t} \cdot \ln \frac{d_o}{d_i} + \left(\frac{1}{\alpha_o} + R_{zo} \right)} \quad (2.6)$$

kde

k ... součinitel prostupu tepla, [W·m⁻²·K⁻¹]
 $d_i (d_o)$... vnitřní (vnější) průměr trubky, [m]
 $\alpha_i (\alpha_o)$... součinitel přestupu tepla ze strany TP (MP), [W·m⁻²·K⁻¹]
 $R_{zi} (R_{zo})$... součinitel zanášení na vnitřním (vnějším) povrchu trubky, [m²·K·W⁻¹]
 λ_t ... součinitel tepelné vodivosti trubky, [W·m⁻¹·K⁻¹]

V běžném provozu se musí počítat i se zanášením povrchu ploch výměníku. Jedná se o usazování nežádoucích materiálů na vnitřním i vnějším povrchu teplosměnných ploch výměníku tepla. Zvyšováním vrstvy usazenin klesá celkový součinitel prostupu tepla a tepelný výkon zařízení, rostou tlakové ztráty proudícího média a dochází rovněž ke kontaminaci média uvolněnými usazeninami. Při návrhu výměníku se musí tato skutečnost zanechat do výpočtu v podobě přídatku na zanášení.

Pokud je trubka opatřena žebrovaním, změní se rovnice pro výpočet součinitele prostupu tepla k_z na tvar [32]:

$$k_z = \frac{1}{A_{tz} \cdot \left[\left(\frac{1}{\alpha_{oz}} + R_{zo} \right) \cdot \frac{1}{[A_{tz} - (1 - \eta_z) \cdot A_z]} + \frac{1}{A_{ti}} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_i} + R_{zi} + \frac{s_w}{\lambda_t} \right) \right]} \quad (2.7)$$

kde

k_z ... součinitel prostupu tepla pro žebrovanou trubku, [W·m⁻²·K⁻¹]
 A_{tz} ... celková plocha žebrované trubky, [m²]
 A_z ... plocha povrchu žeber, [m²]
 A_{ti} ... vnitřní plocha stěny trubky, [m²]
 α_{oz} ... součinitel přestupu tepla ze strany MP žebrované trubky, [W·m⁻²·K⁻¹]
 α_i ... součinitel přestupu tepla ze strany TP, [W·m⁻²·K⁻¹]
 $R_{zi} (R_{zo})$... součinitel zanášení na vnitřním (vnějším) povrchu trubky, [m²·K·W⁻¹]
 s_w ... tloušťka stěny trubky, [m]
 λ_t ... součinitel tepelné vodivosti trubky, [W·m⁻¹·K⁻¹]
 η_z ... účinnost žeber, [-]

2.1.4 Střední teplotní rozdíl

Dalším členem vyskytujícím se v přenosové rovnici je střední teplotní rozdíl. Pro souproudé a protiproudé uspořádání médií je střední teplotní rozdíl roven střednímu teplotnímu logaritmickému rozdílu a vztah pro jeho určení má tvar:

$$\overline{\Delta T}_M = \overline{\Delta T}_{ln} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} \quad (2.8)$$

V této rovnici značí $\overline{\Delta T}_{ln}$ střední teplotní logaritmický rozdíl, ΔT_{max} a ΔT_{min} maximální a minimální rozdíl krajních teplot jednotlivých proudů. V případě křížového nebo vícechodého toku se musí střední teplotní logaritmický rozdíl vynásobit korekčním faktorem F . Vztah (2.8) pak přejde na tvar:

$$\overline{\Delta T}_M = \overline{\Delta T}_{ln} \cdot F = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} \cdot F \quad (2.9)$$

Hodnotu korekčního faktoru lze pro daný konkrétní případ nalézt v odborné literatuře.

Jak plyne z názvu řešeného výměníku, dochází v něm ke křížovému toku. K čistému křížovému toku však dochází pouze tehdy, pokud je v trubkovém prostoru jen jeden chod. V případě vícechodého uspořádání mají média v trubkovém a mezitrubkovém prostoru, relativně vzhledem k vstupu a výstupu, souproudé nebo protiproudé uspořádání. I zde je však potřeba střední teplotní rozdíl korigovat korekčním faktorem F .

2.1.5 Výpočet součinitele přestupu tepla

Jedním z nejdůležitějších výpočtů při návrhu a kontrole výměníku tepla, je určení součinitelů přestupu tepla médií. Pro každý výměník tepla a každý typ proudění je nutný jiný vztah. Zaleží i na tom, zda se jedná o var, kondenzaci či proudění bez změny fáze. Obecně se postupuje tak, že se nejprve vypočítá Nusseltovo číslo, ze kterého se následně určí součinitel přestupu tepla. Obecný vztah pro určení Nusseltova čísla má tvar:

$$Nu = C \cdot Re^{a_e} \cdot Pr^{b_e} \cdot Gr^{c_e} \cdot K_G^{d_e} \quad (2.10)$$

kde

Nu ... Nusseltovo číslo, [-]

C ... konstanta pro jednotlivé druhy výměníků, [-]

Re ... Reynoldsovo číslo, [-]

Pr ... Prandtlovo číslo, [-]

Gr ... Grashofovo číslo, [-]

K_G ... geometrický simplex, [-]

a_e, b_e, c_e, d_e ... exponent pro jednotlivé druhy výměníků, [-]

Nusseltovo číslo je pro jednotlivé výměníky a jednotlivé druhy proudění odvozeno na základě experimentálně zjištěných údajů.

Výpočet součinitelů přestupu tepla při návrhu některého z již zavedených výměníků tepla zpravidla nečiní větší potíže, protože pro tato zařízení lze v příslušné literatuře nalézt praxí ověřené vztahy. Výpočet součinitelů přestupu tepla u výměníku s příčně obtékaným svazkem trubek je podrobněji popsán v kapitole 4.

2.2 Hydraulický výpočet

Proudí-li kapalina libovolným prostředím, klade okolí odpor proti tomuto pohybu. Pomocí hydraulického výpočtu lze zjistit velikost těchto odporů (tlakové ztráty). Tlaková ztráta vyvolá pokles tlakového rozdílu, který je nutný k pohybu dané kapaliny. Tlaková ztráta nám dává informaci o tom, jaké čerpadlo příp. ventilátor budeme pro daný proces potřebovat. Proto jedním ze základních výpočtů výměníků tepla je výpočet tlakové ztráty Δp , který lze stanovit pomocí následujících výpočtů.

2.2.1 Tlaková ztráta vlivem tření – Darcy-Weisbachova rovnice

$$\Delta p = \lambda_f \cdot \frac{l}{d_i} \cdot \frac{u^2}{2} \cdot \rho \quad (2.11)$$

kde

- Δp ... tlaková ztráta, [Pa]
- λ_f ... součinitel tření, [-]
- l ... délka trubek, [m]
- d_i ... vnitřní průměr trubky, [m]
- u ... rychlost proudění média, [m·s⁻¹]
- ρ ... hustota média, [kg·m⁻³]

Pomocí této rovnice lze stanovit tlakovou ztrátu při průtoku kapaliny v potrubí kruhového průřezu. K tomu byla původně rovnice odvozena z Bernoulliho rovnice. Lze ji však rovněž využít i pro výpočet tlakové ztráty pro potrubí nekruhového průřezu. V takovém případě je za vnitřní průměr d_i dosazen hydraulický průměr d_h , který přesně specifikuje danou geometrii průřezu a je dán vztahem:

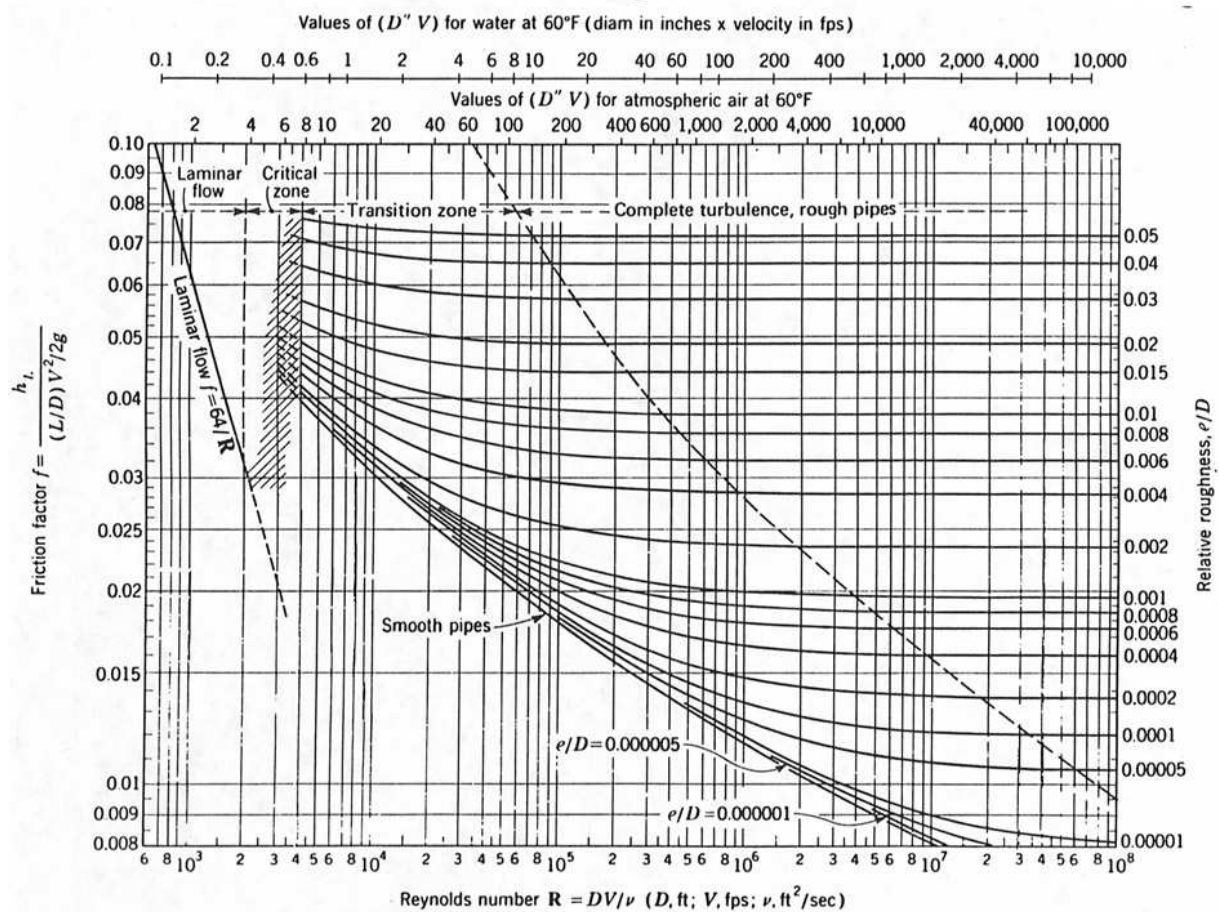
$$d_h = \frac{4 \cdot S}{O} \quad (2.12)$$

kde

- d_h ... hydraulický průměr, [m]
- S ... protékaný průřez, [m²]
- O ... smáčený obvod, [m]

Kde S představuje průřez, kterým kapalina protéká, a O je obvod kapalinou smáčený. Dále je Darcy-Weisbachova rovnice [29] tvořena délkou daného potrubí l , rychlostí proudění u a hustotou kapaliny ρ . V rovnici (2.11) značí λ_f Darcy-Weisbachův součinitel tření. Jedná se o veličinu, kterou lze určit pomocí Moodyho diagramu (viz obrázek 2.2), nebo ji lze získat

z odvozených výpočtových vztahů příslušících k jednotlivým typům proudění kapaliny a drsnosti povrchů. V literatuře se lze ještě setkat s Fanningovým součinitelem tření označovaným písmenem f . Jeho hodnota je 4krát menší než Darcy-Weisbachův součinitel tření.



Obr. 2.2 Moodyho diagram [12]

2.2.2 Tlaková ztráta vlivem místních odporů

$$\Delta p = \sum \xi_i \cdot \frac{u^2}{2} \cdot \rho \quad (2.13)$$

kde

Δp ... tlaková ztráta, [Pa]

ξ_i ... součinitel místního odporu, [-]

u ... rychlost proudění média, [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

ρ ... hustota média, [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

Rovnice pro výpočet tlakové ztráty Δp vlivem místních odporů je závislá na rychlosti proudění u , hustotě kapaliny ρ a bezrozměrném součiniteli místních odporů ξ , někdy také označovaném písmenem K . Ten je specifický pro jednotlivé konstrukční prvky. Konkrétní hodnotu lze pro dané elementy zjistit z tabelovaných hodnot v příslušné literatuře, pomocí

výpočtových vztahů sestavených z experimentálních měření, dat získaných od prodejce elementu způsobujícího tlakovou ztrátu nebo také za pomoci vlastních experimentálních měření.

Výpočet tlakových ztrát u výměníku s příčně obtékaným svazkem trubek je podrobně popsán v kapitole 5.

2.3 Struktura tepelného a hydraulického výpočtu

Výpočty výměníků tepla můžeme rozdělit na několik typů v závislosti na tom, co je účelem výpočtu. Pokud je naším cílem zjistit, jestli existující výměník dokáže přenést při nových provozních podmínkách daný specifický výkon, použijeme kontrolní výpočet. Pokud chceme zjistit výstupní teploty z již existujícího výměníku, použijeme simulační výpočet (je totožný s kontrolním výpočtem, ale výsledkem jsou navíc i výstupní teploty). Pokud chceme navrhnout zcela nový výměník, použijeme návrhový výpočet.

2.3.1 Kontrolní (simulační) výpočet

Jedná se o numerické ověření tlakových ztrát a tepelného výkonu u již navrženého výměníku tepla. Vývojový diagram výpočtového postupu u kontrolního (simulačního) výpočtu je uveden v příloze P-1.

Nejdůležitějšími vstupními hodnotami pro výpočet jsou teplota, tlak a rychlost vstupních proudů pracovní látky. Dále pak termofyzikální vlastnosti a geometrické parametry výměníku. Výstupními parametry jsou tepelný výkon a výstupní teplota, ale i délka výměníku pro daný tepelný výkon a tlaková ztráta.

Pokud je dosaženo výsledku, kdy je tepelný výkon roven (alespoň přibližně) požadovanému a tlaková ztráta u obou proudů pracovních látek pod hranicí možné dovolené hodnoty, vyhodnotí se řešení jako přijatelné. V opačném případě se musí stávající výměník upravit (např. zaslepení některých trubek nebo intenzifikace přestupu tepla), nebo navrhnout zcela nové řešení.

2.3.2 Návrhový výpočet

U návrhového výpočtu se řeší postup, pomocí kterého získáme všechny důležité rozměrové údaje výměníku, které zaručí přenos požadovaného tepelného výkonu a zároveň nepřekročí dovolenou tlakovou ztrátu v trubkovém a mezitrubkovém prostoru výměníku. Dalšími parametry, jež musí být splněny, jsou například maximální a minimální velikost rychlosti pracovních látek s přihlédnutím k zanášení, erozi, popřípadě vibraci, odstranění rozdílných dilatací mezi pláštěm výměníku a svazkem trubek, nebo také omezení rozměrů výměníku z přepravních důvodů a taktéž zajištění údržby a čištění při provozu výměníku.

Na rozdíl od kontrolního výpočtu je prvotním úkolem návrhového výpočtu zjistit velikost plochy výměny tepla a s tímto údajem určit příslušnou délku a průměr výměníku včetně případné volby přepážkového systému. Způsob postupu řešení u návrhového výpočtu znázorňuje vývojový diagram uvedený v příloze P-1.

Při návrhovém výpočtu nesmí být překročena dovolená tlaková ztráta a maximální dovolené rozměry výměníku tepla. Musí být vhodně zvolený typ výměníku, aby tyto podmínky byly splněny a aby nedocházelo k nadměrnému zanášení teplosměnných ploch a tím k častým odstávkám v provozu.

3 POPIS VÝMĚNÍKU S PŘÍČNĚ OBTÉKANÝM SVAZKEM TRUBEK

Tento typ výměníku je jedním z často používaných výměníků v průmyslu. Lze jej využít jak pro plynná, tak pro kapalná média, kdy v mezitrubkovém prostoru se požívají plynná média a v trubkovém prostoru plynná i kapalná média. Jeho geometrie je tvořena paralelně uspořádanými trubkami (vzhledem k médiu proudícímu v mezitrubkovém prostoru). Dochází zde k ohřívání svazku okolním médiem, nebo naopak k ohřívání okolního média svazkem trubek. Častější variantou je přivedení ohřívajícího média (např. spalin) do mezitrubkového prostoru a ohřívání média do svazku trubek výměníku. Směr proudu v mezitrubkovém prostoru je přitom kolmý k obtékanému svazku.

3.1 Možnosti použití výměníku

Jedním z častých použití tohoto typu výměníku jsou konvekční části trubkových pecí, které se v širokém měřítku nacházejí v chemickém a petrochemickém průmyslu. Příčně obtékaný svazek trubek nachází rozsáhlé uplatnění i v oblastech chladicí techniky, kde jsou často využívány jako vzduchové chladiče nebo v částech technologických zařízení, kde je využita teplota spalin pro ohřev různých typů médií, tvorbu páry, předehřev spalovacího vzduchu atd.

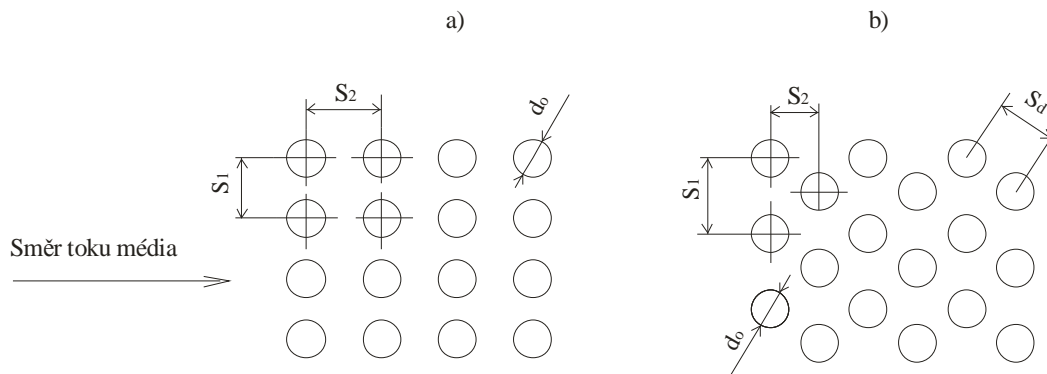


Obr. 3.1 Výměníky tepla s příčně obtékaným svazkem trubek [23], [24], [25]

3.1 Geometrické uspořádání

Jednotlivé typy uspořádání svazku trubek jsou znázorněny na obrázku 3.2. Varianta a) znázorňuje uspořádání svazku trubek za sebou (in-line) a varianta b) vystřídané uspořádání trubek (staggered). Jednotlivé trubky o vnějším průměru d_o jsou od sebe umístěny s roztečí S_1 v příčném směru a S_2 v podélném směru s ohledem na směr proudění pracovního média v mezitrubkovém prostoru.

Dalším možným typem geometrie je tzv. vícesekční uspořádání (viz. obrázek 4.4). Tento typ konstrukčního řešení je volen z několika důvodů. Jedná se o možnost použití různých druhů materiálů na jednotlivé sekce, použití různých médií v TP jednotlivých sekcí nebo také schopnost čištění trubkového svazku (pomocí ofukovačů, které lze snadno zasunout do mezer mezi sekcemi).

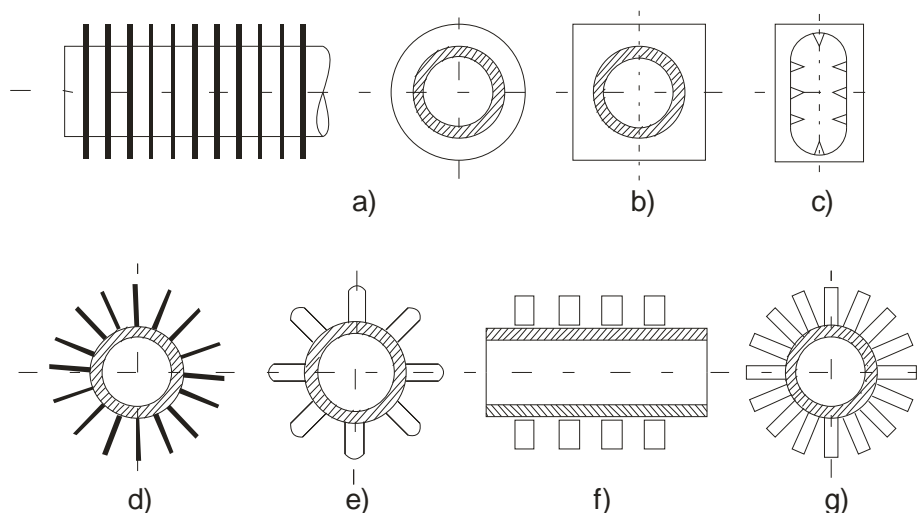


Obr. 3.2 Příčně obtékaný svazek trubek s vyznačenou geometrií

3.2 Možnosti intenzifikace přestupu tepla

Při požadavku zvýšit přenášený tepelný výkon mezi médii ve výměníku a zároveň zachovat přibližné rozměry výměníku jak už z ekonomického, nebo čistě geometrického hlediska, se přistupuje k osazení svazku trubek zvětšenými povrchy (žebry nebo trny). Používá se hlavně v případě, kdy má jedna z pracovních látek větší součinitel přestupu tepla než druhá pracovní látka. Zvětšenými povrchy se opatří strana s nižším součinitelem přestupu tepla α . Výsledkem je zvětšení teplosměnné plochy A výměníku a tím i přenášeného výkonu Q , jak je patrné z rovnice přenosu tepla (2.5).

Úpravu povrchu trubky zvětšenými povrchy lze provádět jak na vnější straně, tak i na straně vnitřní. Způsob realizace lze klasifikovat do skupin podle geometrického uspořádání, a to na žebrování podélná, příčná, šroubovicově vinutá a na trnování. Podélná žebra jsou vhodná při podélném obtékání trubek. Při příčném obtékání se používají obvodová žebra. Trny mohou být použity jak pro příčné, tak i podélné obtékání. Jednotlivé typy jsou znázorněny na obrázku 3.3.



Obr. 3.3 Základní druhy žebrovaných a trnovaných povrchů [26], [16]

Legenda

a, b - trubka s kruhovými nebo čtvercovými žebry, c - litinová trubka s vnitřním žebrováním a vnějším žebrováním, d - podélné žebrování, e - páskové žebrování podélné, f - žebrování s drátovým profilem, g - trnování

Trubky opatřené trny namísto žebrovaných trubek se používají pro přenos tepla v pecích, chemickém a petrochemickém průmyslu, kde je plocha trubek vystavena velmi agresivnímu prostředí a kde dochází k průtoku silně znečištěného média. V tomto případě je nutné často provádět čištění povrchu takto znečištěných trubek, což usnadňuje právě trnovaný povrch trubek. Vzhledem k vysoké pevnosti trnů jsou také vhodné pro použití v oblasti extrémních teplot a tlaků.

Další možností intenzifikace přestupu tepla jsou vnitřní vestavby (statické směšovače). Ty bývají tvořeny buďto drátěnou spirálou (viz obrázek 3.4 a)), nebo kroucenými pásky (viz obrázek 3.4 b)). Výhoda těchto vestaveb není jen ve zvýšení součinitele přestupu tepla, ale také lze v jistých případech výrazně snížit zanášení během provozu. Na druhou stranu mají vestavby negativní vliv v podobě zvýšení tlakové ztráty proudícího média.



a)

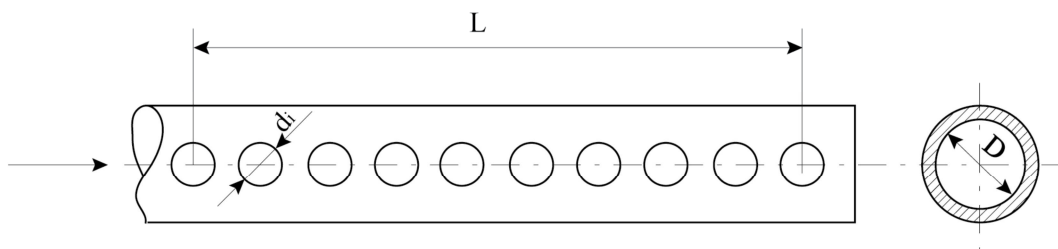


b)

Obr. 3.4 Vnitřní vestavba – a) kroucený pásek [28], b) drátěná spirála [27]

3.3 Distributory

Součástí výměníku tepla je prvek zvaný distributor. Ten zabezpečuje rozdělení protékajícího média v trubkovém prostoru do jednotlivých trubek svazku. Nejčastější typ distributoru je uveden na obrázku 3.5. Problematika tohoto prvku spočívá ve správném navržení jeho rozměrů tak, aby bylo docíleno rovnoměrného rozdělení média. Dle doporučení literatury [31] se uvádí, že poměr součtu ploch všech otvorů ústících do trubek a plochy průřezu distributoru by neměl překročit hodnotu 1 a zároveň poměr celkové aktivní délky L k vnitřnímu průměru D by se měl pohybovat v blízkosti hodnoty 70.



Obr. 3.5 Distributor [31]

Takto navržený distributor splňuje požadavek na rovnoměrné rozdělení média do všech trubek výměníku. Odchylka jednotlivých průtoků od průměrné hodnoty při dodržení výše zmíněných parametrů je 1,25 %.

4 VZTAHY PRO TEPELNÝ VÝPOČET PŘÍČNĚ OBTÉKANÉHO SVAZKU TRUBEK

U tepelných výpočtů příčně obtékaného svazku trubek je nutné disponovat výpočtovým aparátem, který řeší tyto dílčí části:

- součinitel přestupu tepla ze strany trubkového prostoru α_1 ;
- součinitel přestupu tepla ze strany mezitrubkového prostoru α_2 ;
- sálání z prostoru mezi sekcemi;
- emisivitu a absorptivitu spalin;
- tepelný tok;
- teplotu stěny.

V následujících částech této kapitoly jsou výpočtové vztahy těchto jednotlivých částí podrobněji popsány.

4.1 Výpočet součinitele přestupu tepla v trubkách

Jedním z prvních kroků při tepelném výpočtu výměníku je určení součinitele přestupu tepla v trubkách, respektive Nusseltova čísla. Následně se využije vztah pro Nusseltovo podobnostní kritérium a stanoví se součinitel přestupu tepla α . Kritériálních rovnic k určení Nusseltova čísla je v literatuře několik. Rozděleny jsou dle charakteru proudění pracovní látky, a to pro laminární proudění, turbulentní proudění a pro přechodovou oblast.

Významný vliv na hodnotu Nusseltova čísla, potažmo na hodnotu součinitele přestupu tepla, má charakter proudění. Pro laminární oblast proudění uvažujeme hodnotu Reynoldsova čísla $Re < 2300$, pro přechodovou oblast rozmezí hodnot $Re = 2300 \div 10^4$ a pro turbulentní proudění hodnoty $Re > 10^4$. Zde je vždy ke každé oblasti proudění uveden jeden vztah.

a) Laminární proudění $\rightarrow Re < 2300$

Pro laminární oblast proudění byla vybrána metoda Sieder-Tate uveřejněna v literatuře [19]. Metoda je popsána následující rovnicí:

$$Nu = 1,86 \cdot \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{d_i}{l} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\eta}{\eta_w} \right)^{0,14} \quad (4.1)$$

kde

Nu ... Nusseltovo číslo, [-]

Re ... Reynoldsovo číslo, [-]

Pr ... Prandtlovo číslo, [-]

d_i ... vnitřní průměr trubky, [m]

l ... délka trubek, [m]

η_w ... dynamická viskozita při střední teplotě stěny, [Pa·s]

η ... dynamická viskozita, [Pa·s]

Obor platnosti této metody leží v rozmezí hodnot:

$$0,48 \leq Pr \leq 16700$$

$$0,0044 \leq \frac{\mu}{\mu_w} \leq 9,75$$

$$\left(Re \cdot Pr \cdot \frac{d_i}{l} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \geq 2$$

b) Přejchodová oblast $\rightarrow 2300 < Re < 10^4$ a $0,6 \leq Pr \leq 1000$ [8]

$$Nu = (1 - \gamma) \cdot Nu_{L,2300} + \gamma \cdot Nu_{T,10000} \quad (4.2)$$

kde

$$\gamma = \frac{Re - 2300}{10^4 - 2300} \quad 0 \leq \gamma \leq 1 \quad (4.3)$$

a

$$Nu_{L,2300} = 83,326 + \left[(Nu_{2,2300} - 0,6)^3 + (Nu_{3,2300})^3 \right]^{1/3} \quad (4.4)$$

$$Nu_{2,2300} = 1,953 \cdot \left(2300 \cdot Pr \cdot \frac{di}{l} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (4.5)$$

$$Nu_{3,2300} = 0,924 \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \left(2300 \cdot \frac{di}{l} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.6)$$

$$Nu_{T,10000} = \frac{\left(\frac{0,0308}{8} \right) \cdot 10^4 \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{0,0308}{8} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \cdot \left[1 + \left(\frac{di}{l} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \quad (4.7)$$

kde

γ ... pomocné kritérium, [-]

$Nu_{L,2300}$... Nusseltovo číslo pro laminární oblast proudění, [-]

$Nu_{T,10000}$... Nusseltovo číslo pro turbulentní oblast proudění, [-]

c) Turbulentní oblast $\rightarrow 10^4 \leq Re \leq 10^6$ a $0,1 \leq Pr \leq 1000$ a $\frac{di}{l} \leq 1$

Pro turbulentní proudění byla vybrána rovnice Gnielinsky uvedená v literatuře [17] ve tvaru:

$$Nu = \frac{\frac{\lambda_f}{8} \cdot Pr \cdot (Re - 1000)}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{\lambda_f}{8}\right)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \cdot \left[1 + \left(\frac{di}{l}\right)^{2/3}\right] \quad (4.8)$$

kde

λ_f ...součinitel tření, [-]

Vztah pro výpočet součinitele tření má tvar:

$$\lambda_f = (1,82 \cdot \log_{10} \cdot Re - 1,64)^{-2} \quad (4.9)$$

Pro oblast $Re > 10^6$ s plně vyvinutým turbulentním prouděním byla vybrána rovnice Dittus – Boelter [17], pro hodnotu $0,7 \leq Pr \leq 2500$ a $l/d_i > 50$. Tato rovnice má tvar:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (4.10)$$

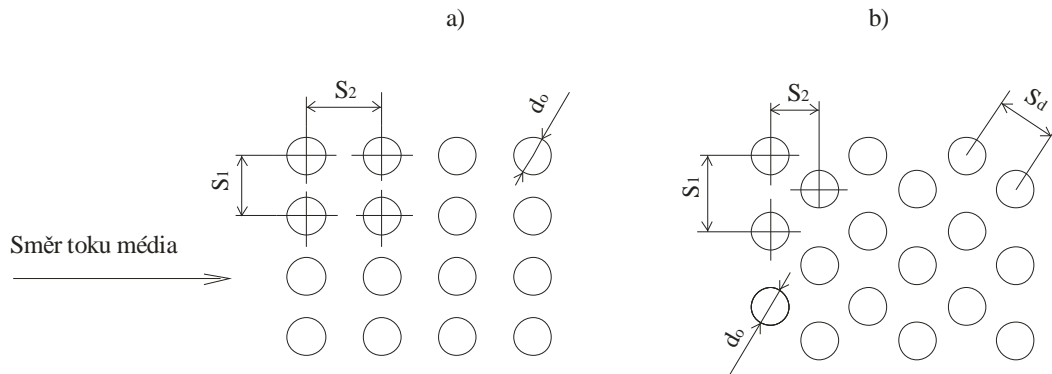
4.1 Výpočet součinitele přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru

Součinitel přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru je tvořen několika dílčími částmi, které souvisí se způsobem sdílení tepla. Jedná se o součinitel přestupu tepla vlivem konvekce média na svazek trubek, dále pak o součinitel přestupu tepla sáláním plynného média v MP a současně součinitel přestupu tepla vlivem sálání od pláště (vyzdívky) výměníku. Z těchto dílčích mechanismů sdílení tepla je získán výsledný součinitel přestupu tepla α_o v MP. Jednotlivé typy přestupů tepla budou podrobněji popsány v následujících částech.

4.1.1 Přestup tepla konvekcí

Vztahy uvedené v literatuře pro výpočet Nusseltova čísla vlivem konvekce respektují skutečnost, že součinitel přestupu tepla je závislý na tom, zda jsou trubky uspořádány způsobem in-line (v zákrytu), nebo staggered (s vystřídáním). Dále pak, je-li povrch trubek hladký, nebo se zvětšeným povrchem (žebrování, trnování). Jednotlivé typy uspořádání znázorňuje obrázek 4.1. Nezanedbatelným parametrem je podélná a příčná rozteč jednotlivých trubek ve svazku. Tuto skutečnost však řeší pouze některé z nabízených vztahů. Následující výpočtový postup je popsán v literatuře [8].

A. Hladké trubky



Obr. 4.1 Geometrické uspořádání trubek a) za sebou, b) vystřídane [8]

kde

S_1 ... příčná rozteč trubek, [m]

S_2 ... podélná rozteč trubek, [m]

S_d ... diagonální rozteč trubek, [m]

d_o ... vnější průměr trubky, [m]

Relativní příčná, podélná a diagonální rozteč je počítána dle vztahů:

$$a = \frac{S_1}{d_o} \quad (4.11)$$

$$b = \frac{S_2}{d_o} \quad (4.12)$$

$$c = \frac{S_d}{d_o} = \sqrt{\left(\frac{a}{2}\right)^2 + b^2} \quad (4.13)$$

Rovnice pro výpočet Nusseltova čísla, která bere v úvahu pouze jednu řadu trubek je následující:

$$Nu_1 = 0,3 + \sqrt{Nu_{1,lam}^2 + Nu_{1,turb}^2} \quad (4.14)$$

kde

$Nu_{1,lam}$... Nusseltovo číslo pro jednu řadu trubek v laminární oblasti (vztah 4.15), [-]

$Nu_{1,turb}$... Nusseltovo číslo pro jednu řadu trubek v turbulentní oblasti (vztah 4.16), [-]

$$Nu_{1,lam} = 0,664 \cdot \sqrt{Re_\psi} \cdot \sqrt[3]{Pr} \quad (4.15)$$

$$Nu_{1,turb} = \frac{0,037 \cdot Re_{\psi}^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 \cdot Re_{\psi}^{-0,1} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (4.16)$$

Vztah pro výpočet Nusseltova čísla, který bere v úvahu více jak deset řad trubek, je:

$$Nu = f_A \cdot Nu_1 \quad (4.17)$$

kde

f_A ... korekce na uspořádání svazku, [-]

Nu_1 ... Nusseltovo číslo pro jednu řadu trubek, [-]

Vztah pro výpočet Nusseltova čísla, který bere v úvahu méně jak deset řad trubek, je doporučen ve tvaru:

$$Nu = \frac{1 + (N_{tr} - 1) \cdot f_A}{N_{tr}} \cdot Nu_1 \quad (4.18)$$

kde

N_{tr} ... počet řad trubek, [-]

f_A ... korekce na uspořádání svazku, [-]

Nu_1 ... Nusseltovo číslo pro jednu řadu trubek, [-]

Pro výpočet součinitele přestupu konvekci tepla na svazek trubek α_k , charakteristického rozměru d_c , korekce na uspořádání svazku f_A a Reynoldsova čísla s korekcí na nejmenší prostor Re_{ψ} jsou použity vztahy:

$$Nu = \frac{\alpha_{ok} \cdot d_c}{\lambda_t} \quad (4.19)$$

$$d_c = \frac{\pi \cdot d_o}{2} \quad (4.20)$$

$$Re_{\psi} = \frac{u \cdot d_c \cdot \rho}{\psi \cdot \eta} \quad (4.21)$$

kde

α_{ok} ... součinitel přestupu tepla ze strany MP vlivem konvekce, [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]

d_c ... charakteristický rozměr, [m]

λ_t ... součinitel tepelné vodivosti trubky, [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]

d_o ... vnější průměr trubky, [m]

ρ ... hustota média, [$kg \cdot m^{-3}$]

ψ ... korekční koeficient nejmenšího prostoru v MP, [-]

η ... dynamická viskozita, [$Pa \cdot s$]

u ... rychlost proudění média, [$m \cdot s^{-1}$]

Kde Ψ je korekční koeficient pro nejmenší velikost prostoru v oblasti trubkovém svazku a je počítán pomocí rovnic:

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot a} \text{ pro } b \geq 1 \quad (4.22)$$

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot a \cdot b} \text{ pro } b < 1 \quad (4.23)$$

Korekci na uspořádání svazku za sebou a vystřídání uspořádání je počítáno dle vztahu:

$$f_{A,in-line} = 1 + \frac{0,7 \cdot \left(\frac{b}{a} - 0,3\right)}{\psi^{1,5} \cdot \left(\frac{b}{a} + 0,7\right)^2} \quad (4.24)$$

$$f_{A,staggered} = 1 + \frac{2}{3b} \quad (4.25)$$

kde

$f_{A,in-line}$... korekce na uspořádání svazku za sebou, [-]

$f_{A,staggered}$... korekce na uspořádání svazku s vystřídáním, [-]

Rovnice korekce pro částečně vystřídání uspořádání svazku:

$$f_{A,partly-staggered} = f_{A,in-line} \text{ pro } c < \frac{a}{4} \quad (4.26)$$

$$f_{A,partly-staggered} = f_{A,staggered} \text{ pro } c \geq \frac{a}{4} \quad (4.27)$$

kde

$f_{A,partly-staggered}$... korekce na uspořádání svazku s částečným vystřídáním, [-]

Pro určení vlivu teplotní závislosti látek jsou použity následující rovnice:

$$K = \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0,25} \quad - \text{ pro ohřev kapalného média} \quad (4.28)$$

$$K = \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0,11} \quad - \text{ pro ochlazování kapalného média} \quad (4.29)$$

Naopak pro plynné médium určíme korekci vlivu teplotní závislosti látek ze vztahu:

$$K = \left(\frac{T_g}{T_w} \right)^n \quad (4.30)$$

kde

K ... korekce vlivu teplotní závislosti látek, [-]

Pr ... Prandtlovo číslo, [-]

Pr_w ... Prandtlovo číslo závislé na teplotě stěny trubky, [-]

n ... koeficient závislý na druhu látky, [-]

(pro vzduch je $n = 0,12$ a pro spaliny se n blíží 0)

T_g ... teplota plynu, [K]

T_w ... teplota stěny, [K]

B. Žebrované trubky

Výpočet střední hodnoty Nusseltova čísla pro případ nízkého profilu žebrování $0,05 < h_z/d_o < 0,33$ a jednotlivými typy uspořádání určené faktorem F'_3 je uveden pomocí následujícího vztahu [10]. Geometrické parametry žebrovaných trubek jsou znázorněny na obrázku 5.3 v kapitole 5.

$$\overline{Nu} = 0,183 \cdot Re^{0,7} \cdot \left(\frac{e_z}{h_z} \right)^{0,36} \cdot \left(\frac{S_1}{d_z} \right)^{0,06} \cdot \left(\frac{h_z}{d_z} \right)^{0,11} \cdot Pr_s^{0,36} \cdot F'_1 \cdot F'_2 \cdot F'_3 \quad (4.31)$$

kde

Re ... Reynoldsovo číslo, [-]

e_z ... vzdálenost mezi žebry, [m]

h_z ... výška žebra, [m]

S_1 ... příčná rozteč trubek, [m]

d_z ... vnější průměr trubky včetně žebrování, [m]

d_o ... vnější průměr trubky, [m]

Pr_s ... Prandtlovo číslo při střední teplotě média, [-]

F'_1 ... koeficient změny vlastností média, [-]

F'_2 ... koeficient počtu řad trubek, [-]

F'_3 ... koeficient uspořádání trubek, [-]

Vztah je platný v rozmezí hodnot Reynoldsova čísla $10^3 > Re > 8 \cdot 10^5$ a rozsahu geometrie trubek:

$$0,19 < e_z/h_z < 0,66$$

$$1,10 < S_1/d_z < 4,92$$

$$0,058 < h_z/d_z < 0,201$$

Koeficient F_1' je počítán pomocí vztahu:

$$F_1' = \left(\frac{Pr_s}{Pr_w} \right)^{0,26} \quad (4.32)$$

kde

Pr_w ... Prandtlovo číslo závislé na teplotě stěny trubky, [-]

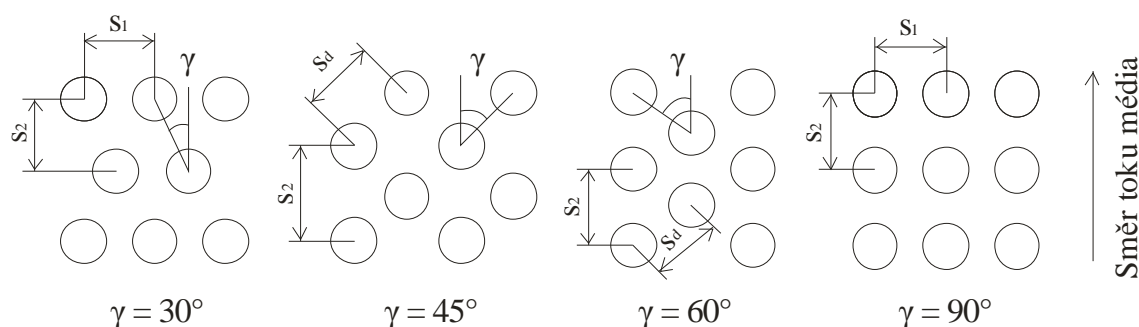
Pr_s ... Prandtlovo číslo při střední teplotě média, [-]

Koeficient F_2' je závislý na počtu řad trubek N_{tr} . Hodnoty koeficientu pro jednotlivá uspořádání se nachází v tabulce 4.1.

Tab. 4.1 Závislost korekčního faktoru F_2' na počtu řad trubek N_{tr} [10]

| Počet řad trubek N_{tr} | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 a více |
|-------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-----------|
| Koeficient F_2' (in-line) | 0,859 | 0,897 | 0,932 | 0,952 | 0,97 | 0,982 | 0,992 | 1 |
| Koeficient F_2' (staggered) | 0,847 | 0,897 | 0,928 | 0,959 | 0,977 | 0,989 | 0,996 | 1 |

Koeficient F_3 je závislý na geometrickém uspořádání žebrovaných trubek. Jedná se o úhel γ , který se pohybuje v rozmezí 30° až 90° , jak je znázorněno na obrázku 4.2.



Obr. 4.2 Geometrické uspořádání trubek pro jednotlivé úhly

Pro úhly $\gamma = 30^\circ$, 45° a 60° je koeficient $F_3 = 1$. Pro úhel $\gamma = 90^\circ$ tj. uspořádání in-line, se doporučuje, aby hodnota koeficientu F_3 vycházela z hodnoty pro hladké trubky dle vzorce (4.33).

$$F_3' = \frac{Nu \text{ (pro hladké trubky s in – line uspořádáním)}}{Nu \text{ (pro hladké trubky s uspořádáním staggered s } \gamma = 30^\circ \text{)}} \quad (4.33)$$

Pro výpočet střední hodnoty Nusseltova čísla s vysokým profilem žebrování $0,2 < h_z/d_o < 0,7$ a vystřídáním uspořádáním je doporučen dle literatury [10] vztah:

$$\overline{Nu} = 0,242 \cdot Re^{0,658} \cdot \left(\frac{e_z}{h_z}\right)^{0,297} \cdot \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^{-0,091} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot F'_1 \cdot F'_2 \quad (4.34)$$

kde

- Re ... Reynoldsovo číslo, [-]
- e_z ... vzdálenost mezi žebry, [m]
- h_z ... výška žebra, [m]
- S_1 ... příčná rozteč trubek, [m]
- S_2 ... podélná rozteč trubek, [m]
- Pr ... Prandtlovo číslo, [-]
- F'_1 ... koeficient změny vlastností média, [-]
- F'_2 ... koeficient počtu řad trubek, [-]

Vztah je platný v rozmezí hodnot Reynoldsova čísla $2 \cdot 10^3 > Re > 4 \cdot 10^4$ a rozsahu geometrie trubek:

$$0,13 < e_z/h_z < 0,57$$

$$1,15 < S_1/S_2 < 1,72$$

Koeficient F'_1 je vyjádřen pomocí vztahu (4.32) a má v tomto případě vliv pouze při vysokých teplotách.

Hodnoty koeficientu F'_2 pro jednotlivé počty řad trubek jsou uvedeny v tabulce 4.2:

Tab. 4.2 Závislost koeficientu F'_2 na počtu řad trubek [10]

| Počet řad trubek N_{tr} | 1 | 2 | 3 | 4 a více |
|---------------------------|------|------|------|----------|
| Koeficient F'_2 | 0,76 | 0,84 | 0,92 | 1 |

Výpočet střední hodnoty Nusseltova čísla pro vysoký profil žebrování s uspořádáním trubek za sebou dle [10] je:

$$\overline{Nu} = 0,3 \cdot Re^{0,625} \cdot \left(\frac{A_{tz}}{A_t}\right)^{-0,375} \cdot Pr^{0,333} \quad (4.35)$$

kde

- A_{tz} ... celková plocha žebrované trubky, [m²]
- A_t ... celková plocha trubky bez žeber (hladké trubky), [m²]

Při výpočtu středního součinitele přestupu tepla $\bar{\alpha}_{oz}$ žebrované trubky z Nusseltova čísla v rovnici (4.35), je použit vnější průměr trubky d_o .

Celková plocha žebrované trubky A_{tz} je počítána pomocí vztahu:

$$A_{tz} = A_z + A_w = \frac{N_{tz} \cdot l \cdot \pi}{e_z + s_z} \cdot \left[\frac{1}{2} \cdot (d_z^2 - d_o^2) + d_z \cdot s_z + d_o \cdot e_z \right] \quad (4.36)$$

A celková plocha trubky bez žeber (hladké trubky) A_t je počítána pomocí vztahu:

$$A_t = N_{tz} \cdot \pi \cdot d_o \quad (4.37)$$

kde

- A_z ... plocha povrchu žeber, [m²]
- A_w ... plocha trubky mezi žebry, [m²]
- N_{tz} ... počet žebrovaných trubek, [-]
- l ... délka trubek, [m]
- e_z ... vzdálenost mezi žebry, [m]
- s_z ... tloušťka žeber, [m]
- d_z ... vnější průměr trubky včetně žebrování, [m]
- d_o ... vnější průměr trubky, [m]

Střední součinitel přestupu tepla $\bar{\alpha}_{oz}$ žebrované trubky dle známého vzorce potom je:

$$\bar{\alpha}_{oz} = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda_t}{d_o} \quad (4.38)$$

kde

- \overline{Nu} ... střední hodnota Nusseltova čísla, [-]
- λ_t ... součinitel tepelné vodivosti trubky, [W·m⁻¹·K⁻¹]
- d_o ... vnější průměr trubky, [m]

Pro výsledný výpočet součinitele přestupu tepla u žebrovaných trubek je nutné počítat s účinností žeber η_z , která pro podélně žebrované trubky dle [10] je:

$$\eta_z = \frac{tgh \cdot \left(\sqrt{\frac{2 \cdot \bar{\alpha}_{oz}}{s_z \cdot \lambda_z}} \cdot \psi_f \right)}{\sqrt{\frac{2 \cdot \bar{\alpha}_{oz}}{s_z \cdot \lambda_z}} \cdot \psi_f} \quad (4.39)$$

kde

- s_z ... tloušťka žeber, [m]
- $\bar{\alpha}_{oz}$... střední součinitel přestupu tepla ze strany MP žebrované trubky, [W·m⁻²·K⁻¹]
- λ_z ... součinitel tepelné vodivosti žeber, [W·m⁻¹·K⁻¹]
- ψ_f ... korekční koeficient žebrovaných trubek, [-]

Korekční koeficient ψ_f je vypočítán pomocí vzorce:

$$\psi_f = \frac{d_o}{2} \cdot \left(\frac{d_z}{d_o} - 1 \right) \cdot \left(1 + 0,35 \cdot \ln \frac{d_z}{d_o} \right) \quad (4.40)$$

kde

d_o ... vnější průměr trubky, [m]

d_z ... vnější průměr trubky včetně žebrování, [m]

Potom skutečný střední součinitel přestupu tepla ze strany MP je:

$$\bar{\alpha}_o = \left(\frac{\eta_z \cdot A_z + A_w}{A_{tz}} \right) \cdot \bar{\alpha}_{oz} \quad (4.41)$$

kde

$\bar{\alpha}_{oz}$... střední součinitel přestupu tepla ze strany MP žebrované trubky, [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

A_z ... plocha povrchu žeber, [m^2]

A_w ... plocha trubky mezi žebry, [m^2]

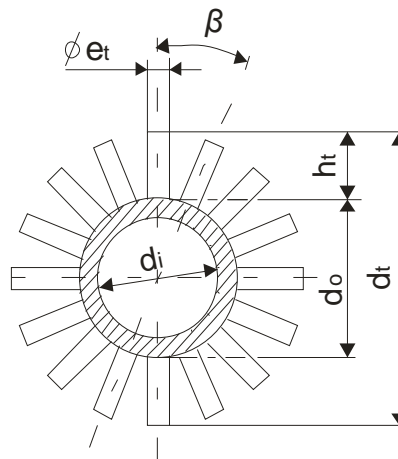
A_{tz} ... celková plocha žebrované trubky, [m^2]

η_z ... účinnost žeber, [-]

$\bar{\alpha}_o$... střední součinitel přestupu tepla, [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

C. Trnované trubky

Základní geometrie trnované trubky je znázorněna na následujícím obrázku:



Obr. 4.3 Geometrie trnované trubky

Celková plocha trnované trubky A_{tt} je počítána pomocí vztahu:

$$A_{tt} = A_{trn} + A_u = N_{trn} \cdot \pi \cdot e_t \cdot h_t + N_{tt} \cdot \pi \cdot d_o \cdot l - N_{trn} \cdot \frac{\pi \cdot d_o^2}{4} \quad (4.42)$$

kde

A_{tt} ... celková plocha trnované trubky, [m²]

A_{trn} ... plocha povrchu trnů, [m²]

A_u ... plocha trubky mezi trny, [m²]

N_{trn} ... celkový počet trnů, [-]

N_{tt} ... počet trnovaných trubek, [-]

e_t ... průměr trnu, [m]

h_t ... výška trnů, [m]

d_o ... vnější průměr trubky, [m]

l ... délka trubek, [m]

Součinitel přestupu tepla pro plně trnované trubky lze počítat dle rovnice [16]:

$$\alpha_{oe} = 71,3 \cdot \left(\frac{\dot{m}^{0,55}}{d_o^{0,45}} \right) \cdot \left(\frac{t_g + 273}{55,6} \right)^{0,48} \quad (4.43)$$

kde

α_{oe} ... součinitel přestupu tepla ze strany MP trnované trubky, [W·m⁻²·K⁻¹]

\dot{m} ... hmotnostní tok média, [kg·m⁻²·s⁻¹]

d_o ... vnější průměr trubky, [mm]

t_g ... teplota plynného média, [°C]

Součinitel přestupu tepla pro polovičně trnované trubky [16]:

$$\alpha_{oe} = 86,5 \cdot \left(\frac{\dot{m}^{0,55}}{d_o^{0,45}} \right) \cdot \left(\frac{t_g + 273}{55,6} \right)^{0,48} \quad (4.44)$$

4.1.2 Přestup tepla radiací z plynu

Při výpočtu součinitele přestupu tepla z plynu vlivem radiace je použita Newtonova rovnice, která má tvar:

$$q_s = \alpha_g \cdot (T_g - T_w) \quad (4.45)$$

kde

q_s ... hustota tepelného toku z plynu, [W·m⁻²]

α_g ... součinitel přestupu tepla plynu, [W·m⁻²·K⁻¹]

T_w ... teplota stěny, [K]

T_g ... teplota plynu, [K]

Hustota tepelného toku plynu q_s , která je předávána teplosměnnému povrchu, je počítána za pomoci vztahu:

$$q_s = \frac{(\varepsilon_w + 1)}{2} \cdot \sigma \cdot \left(\varepsilon_g \cdot \left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - a_g \cdot \left(\frac{T_w}{100} \right)^4 \right) \quad (4.46)$$

nebo

$$q_s = \frac{\varepsilon_w}{1 - (1 - \varepsilon_w) \cdot (1 - a_g)} \cdot \frac{(\varepsilon_w + 1)}{2} \cdot \sigma \cdot \left(\varepsilon_g \cdot \left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - a_g \cdot \left(\frac{T_w}{100} \right)^4 \right) \quad (4.47)$$

kde

ε_w ... emisivita stěny, [-]

ε_g ... emisivita plynu, [-]

a_g ... absorptivita plynu, [-]

σ ... Stefan-Boltzmannova konstanta $\sigma = 5,6704$, [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$]

T_g ... teplota plynu, [K]

T_w ... teplota stěny, [K]

K výpočtu této rovnice musíme znát hodnotu emisivity plynu ε_g a absorptivity plynu a_g , které lze odečíst z Hottelových grafů, nebo mohou být zjištěny pomocí některé z korelací dostupných v literatuře (některé výpočtové postupy jsou uvedeny v kapitole 4.3).

Pro zjednodušení lze psát, že emisivita je rovna absorptivitě nebo také, že absorptivita je rovna emisivitě.

4.1.3 Přestup tepla radiací od stěn

Přestup tepla radiací od stěn vyzdívky (pláště) lze vypočítat pomocí rovnice uveřejněné v literatuře [22]:

$$q_w = 5,267 \cdot \frac{(t_t - 32)}{1000} \quad (4.48)$$

kde

q_w ... hustota tepelného toku ze stěn, [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$]

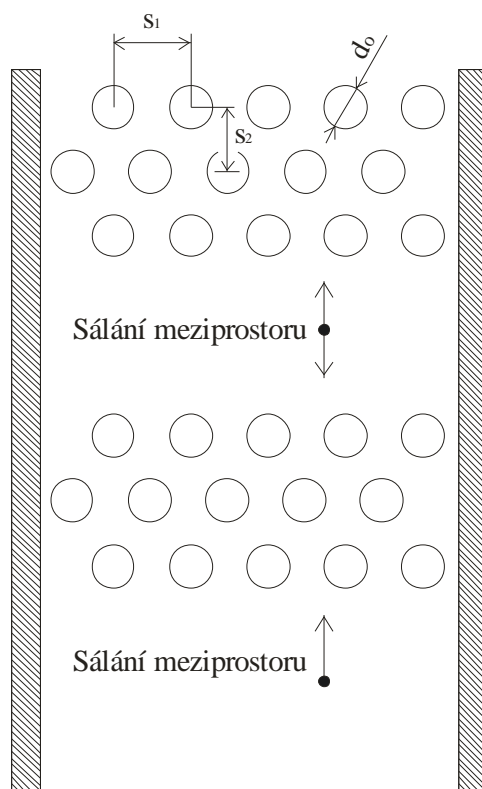
t_t ... teplota povrchu trubek, [$^{\circ}\text{C}$]

Rovnice byla získána aproximací naměřených dat získaných z reálného provozu.

4.2 Sálání z prostoru mezi sekcemi

Při výpočtech součinitele přestupu tepla je nutné brát v úvahu i fakt, že velká vzdálenost mezi jednotlivými sekcemi v kombinaci s vysokou teplotou spalin zapříčiňuje dodatečné sálání z tohoto meziprostoru. Nejvíce ovlivněny přitom jsou první dvě řady trubek v obou směrech (ve směru proudění spalin i proti směru proudění spalin). Schematické znázornění vícesekčního uspořádání je patrné z obrázku 4.4.

Některé řady trubek v první sekci mohou být ohřívány i vlivem sálání plamene. Toto však nebylo součástí diplomové práce, a proto zde vliv sálání plamene nebude řešen.



Obr. 4.4 Sálání prostoru mezi sekcemi

Velikost osálávané plochy je určena ze vztahu:

$$A_r = (N_t - 0,5) \cdot S_1 \cdot l_{to,t} \quad (4.49)$$

kde

A_r ... plocha ovlivněna sáláním, [m²]

N_t ... počet trubek v řadě, [-]

S_1 ... příčná rozteč trubek, [m]

$l_{to,t}$... osálávaná délka trubek, [m]

Výpočet plochy trubek, které jsou osáláváním ovlivněny:

$$A_{tr} = N_{t,n} \cdot \pi \cdot d_o \cdot l_{to,t} \quad (4.50)$$

kde

A_{tr} ... plocha trubek konkrétní řady, [m²]

$N_{t,n}$... počet trubek dané řady, [-]

d_o ... vnější průměr trubky, [m]

$l_{to,t}$... osálávaná délka trubek, [m]

Množství vysálaného tepla, které ovlivňuje povrch trubek je:

$$Q_v = \frac{(\varepsilon_w + 1)}{2} \cdot \sigma \cdot A_r \cdot \left(\varepsilon_g \cdot \left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - a_g \cdot \left(\frac{T_w}{100} \right)^4 \right) \quad (4.51)$$

nebo

$$Q_v = \frac{\varepsilon_w}{1 - (1 - \varepsilon_w) \cdot (1 - a_g)} \cdot \frac{(\varepsilon_w + 1)}{2} \cdot \sigma \cdot A_r \cdot \left(\varepsilon_g \cdot \left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - a_g \cdot \left(\frac{T_w}{100} \right)^4 \right) \quad (4.52)$$

kde

Q_v ... vysálané teplo, [W]

ε_w ... emisivita stěny, [-]

ε_g ... emisivita plynu, [-]

σ ... Stefan-Boltzmannova konstanta $\sigma = 5,6704$, [W·m⁻²·K⁻⁴]

A_r ... plocha ovlivněna sáláním, [m²]

T_g ... teplota plynu, [K]

T_w ... teplota stěny, [K]

a_g ... absorptivita plynu, [-]

Pro výpočet tepelného zatížení řady q_r je použito vzorce:

$$q_r = \frac{Q_v}{A_{tr}} \cdot \phi \quad (4.53)$$

kde

q_r ... tepelné zatížení řady, [W·m⁻²]

Q_v ... vysálané teplo, [W]

ϕ ... součinitel rozdělení tepelného toku pro konkrétní řadu, [-]

A_{tr} ... plocha trubek konkrétní řady, [m²]

Hodnoty součinitele rozdělení tepelného toku na jednu řadu trubek je přibližně možno určit dle následující tabulky.

Tab. 4.3 Hodnoty součinitele rozdělení tepelného toku

| S_1/d_i | 1,0 | 1,1 | 1,2 | 1,3 | 1,4 | 1,5 | 1,6 | 1,7 | 1,8 | 1,9 | 2,0 | 2,1 | 2,2 |
|-----------|-----|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-----|------|------|
| ϕ | 1,0 | 0,97 | 0,92 | 0,89 | 0,85 | 0,82 | 0,79 | 0,77 | 0,74 | 0,72 | 0,7 | 0,68 | 0,66 |

4.3 Výpočet emissivity a absorptivity spalín

K určení hodnot emisivity a absorptivity plynu lze použít několik výpočtových metod [2], [8], [18]. Dvě z nich (metody dle Shacka a metoda dle Lecknera) jsou blíže popsány v následujících kapitolách. Součástí výpočtu je střední délka paprsku l_b , jíž je věnována kapitola 4.3.3.

4.3.1 Metoda výpočtu emisivity dle Shacka

Tato metoda je popsána v literatuře [2]. Teplo, které předá kysličník uhličitý vlivem radiace, je počítáno dle vztahu (4.54). Rovnice platí pro rozsah hodnot $T_g = 773 \div 2073K$ a $p_{p,CO_2} \cdot l_b = 0,003 \div 0,4 \text{ atm} \cdot m$:

$$q_{CO_2} = 10,349 \cdot \varepsilon_w \cdot (p_{p,CO_2} \cdot l_b)^{0,4} \cdot \left(\left(\frac{T_g}{100} \right)^{3,2} - \left(\frac{T_w}{100} \right)^{3,2} \cdot \left(\frac{T_g}{T_w} \right)^{0,65} \right) \quad (4.54)$$

kde

q_{CO_2} ... hustota tepelného toku z CO_2 , [$W \cdot m^{-2}$]

ε_w ... emisivita stěny, [-]

l_b ... střední délka paprsku, [m]

p_{p,CO_2} ... parciální tlak oxidu uhličitého, [atm]

T_g ... teplota plynu, [K]

T_w ... teplota stěny, [K]

Teplo, které předá vodní pára pomocí radiace, je počítáno dle vztahu (4.55). Rovnice platí pro rozsah hodnot $T_g = 673 \div 2173K$ a $p_{p,H_2O} \cdot l_b = 0 \div 0,36 \text{ atm} \cdot m$:

$$q_{H_2O} = \varepsilon_w \cdot (46,51 - 84,89 \cdot l_b \cdot p_{p,H_2O}) \cdot (l_b \cdot p_{p,H_2O})^{0,6} \cdot \left(\left(\frac{T_g}{100} \right)^{\gamma} - \left(\frac{T_w}{100} \right)^{\gamma} \right) \quad (4.55)$$

kde

q_{H_2O} ... hustota tepelného toku z H_2O , [$W \cdot m^{-2}$]

ε_w ... emisivita stěny, [-]

l_b ... střední délka paprsku, [m]

p_{p,H_2O} ... parciální tlak vodní páry, [atm]

T_g ... teplota plynu, [K]

T_w ... teplota stěny, [K]

γ ... koeficient, [-]

Koeficient γ je počítán pomocí vztahu:

$$\gamma = 2,32 + 1,37 \cdot (l_b \cdot p_{p,H_2O})^{\frac{1}{3}} \quad (4.56)$$

kde

l_b ... střední délka paprsku, [m]

p_{p,H_2O} ... parciální tlak vodní páry, [atm]

Pro výpočet emisivity plynu platí vztah:

$$\varepsilon_g = \frac{q_{CO_2} + q_{H_2O}}{5,672 \cdot 10^{-8} \cdot (T_g^4 - T_w^4)} \quad (4.57)$$

kde

ε_g ... emisivita plynu, [-]

q_{H_2O} ... hustota tepelného toku z H_2O , [$W \cdot m^{-2}$]

q_{CO_2} ... hustota tepelného toku z CO_2 , [$W \cdot m^{-2}$]

T_g ... teplota plynu, [K]

T_w ... teplota stěny, [K]

Pro následné určení součinitele přestupu tepla radiací plynu platí vztah:

$$\alpha_g = \frac{q_{CO_2} + q_{H_2O}}{T_g - T_w} \quad (4.58)$$

kde

α_g ... součinitel přestupu tepla plynu, [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]

q_{H_2O} ... hustota tepelného toku z H_2O , [$W \cdot m^{-2}$]

q_{CO_2} ... hustota tepelného toku z CO_2 , [$W \cdot m^{-2}$]

T_g ... teplota plynu, [K]

T_w ... teplota stěny, [K]

Poznámka: Tato metoda neuvažuje při výpočtu součinitele přestupu tepla radiací absorptivitu plynu.

4.3.2 Metoda výpočtu emisivity dle Lecknera

K výpočtu emisivity jednotlivých složek je použita následující rovnice [18]:

$$\varepsilon(p_{p,x} \cdot l_b, p, T_g) = \varepsilon_0(p_{p,x} \cdot l_b, T_g) \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon_0}(p_{p,x} \cdot l_b, p, T_g) \quad (4.59)$$

Pravá strana rovnice je tvořena dvěma členy, ty jsou počítány pomocí vztahů:

$$\varepsilon_0(p_{p,x} \cdot l_b, T_g) = \exp \left[\sum_{i=0}^M \sum_{j=0}^N c_{ji} \cdot \left(\frac{T_g}{T_0} \right)^j \cdot \left(\log_{10} \cdot \frac{p_{p,x} \cdot l_b}{(p_{p,x} \cdot l_b)_0} \right)^i \right] \quad (4.60)$$

a

$$\frac{\varepsilon}{\varepsilon_0}(p_{p,x} \cdot l_b, p, T_g) = \left[1 - \frac{(a_e - 1) \cdot (1 - P_E)}{a_e + b_e - 1 + P_E} \cdot \exp \left\{ -c_e \left[\log_{10} \frac{(p_{p,x} \cdot l_b)_m}{p_{p,x} \cdot l_b} \right]^2 \right\} \right] \quad (4.61)$$

kde

$a_e, b_e, c_e, P_E, c_{ji}$... konstanty nezbytné k výpočtu emisivity (viz tabulka 4.4), [-]

$p_{p,x}$... parciální tlak dané složky, [bar]

p ... celkový tlak, [bar]

l_b ... střední délka paprsku, [cm]

T_g ... teplota plynu, [K]

T_0 ... teplota zadaná tabulkou 4.4, [K]

Tab. 4.4 Souhrn konstant pro výpočet emisivity H_2O a CO_2 [18], [19], [20]

| | H₂O | CO₂ |
|---|--|--|
| M, N | 2, 2 | 2, 3 |
| $c_{00} \dots c_{N0}$ $\vdots \quad \ddots \quad \vdots$ $c_{0M} \dots c_{NM}$ | -2,2118 -1,1987 0,035596 0,85667 0,93048 -0,14391 -0,10838 -0,17156 0,045915 | -3,9893 2,7669 -2,1081 0,39163 1,2710 -1,1090 1,0195 -0,21897 -0,23678 0,19731 -0,19544 0,044644 |
| P_E | $\frac{p + \frac{2,56 \cdot p_{p,x}}{\sqrt{t}}}{p_0}$ | $\frac{p + 0,28 \cdot p_{p,x}}{p_0}$ |
| $\frac{(p_{p,x} \cdot l_b)_m}{(p_{p,x} \cdot l_b)_0}$ | $13,2 \cdot t^2$ | $\frac{0,054}{t^2} \text{ pro } t < 0,7$ $0,225 \cdot t^2 \text{ pro } t > 0,7$ |
| a_e | $2,144 \text{ pro } t < 0,75$ $1,888 - 2,053 \cdot \log_{10} t \text{ pro } t > 0,75$ | $1 + 0,1 \cdot t^{1,45}$ |
| b_e | $\frac{1,10}{t^{1,4}}$ | 0,23 |
| c_e | 0,5 | 1,47 |
| $T_0 = 1000 \text{ K}, p_0 = 1 \text{ bar}, t = T_g/T_0, (p_{p,x} \cdot l_b)_0 = 1 \text{ bar} \cdot \text{cm}$ | | |

Výsledná emisivita plynu je pak počítána pomocí vztahu:

$$\varepsilon_g = \varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O} - \Delta\varepsilon \quad (4.62)$$

kde

ε_g ...emisivita plynu, [-]

ε_{CO_2} ... emisivita oxidu uhličitého, [-]

ε_{H_2O} ... emisivita vodní páry, [-]

$\Delta\varepsilon$... redukční člen pro vyrovnaní vlivu současného působení H_2O a CO_2 , [-]

Redukční člen $\Delta\varepsilon$ je počítán dle rovnice:

$$\Delta\varepsilon = \left(\frac{\xi}{10,7 + 101 \cdot \xi} - 0,0089 \cdot \xi^{10,4} \right) \cdot \left[\log_{10} \left(\frac{(p_{p,H_2O} + p_{p,CO_2}) \cdot l_b}{(p_{p,x} \cdot l_b)_0} \right) \right]^{2,76} \quad (4.63)$$

kde koeficient ξ je:

$$\xi = \frac{p_{p,H_2O}}{p_{p,H_2O} + p_{p,CO_2}} \quad (4.64)$$

Absorptivitu plynu lze pak určit pomocí výpočtové metody uvedené v literatuře [19], [20]:

$$a_g(p_{p,x} \cdot l_b, p, T_g, T_w) = \left(\frac{T_g}{T_w} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \varepsilon \left(p_{p,x} \cdot l_b \cdot \frac{T_w}{T_g}, p, T_w \right) \quad (4.65)$$

kde

a_g ... absorptivita plynu, [-]

l_b ... střední délka paprsku, [cm]

$p_{p,x}$... parciální tlak dané látky, [bar]

p ... celkový tlak, [bar]

T_g ... teplota plynu, [K]

T_w ... teplota stěny, [K]

Výsledná absorptivita spalin potom je:

$$a_g = a_{H_2O} + a_{CO_2} - \Delta\varepsilon \quad (4.66)$$

kde

a_g ... absorptivita plynu, [-]

a_{H_2O} ... absorptivita vodní páry, [-]

a_{CO_2} ... absorptivita oxidu uhličitého, [-]

$\Delta\varepsilon$... redukční člen pro vyrovnaní vlivu současného působení H_2O a CO_2 , [-]

Redukční člen $\Delta\varepsilon$ je počítán pomocí rovnice (4.63).

Nebo lze také absorptivitu získat pomocí výpočtové metody uvedené v literatuře VDI-Wärmeatlas [8].

Vztah pro výpočet absorptivity vodní páry při tlaku $p = 1\text{ bar}$:

$$a_{H_2O} = \left(\frac{T_g}{T_w}\right)^{0,45} \cdot \varepsilon_{H_2O} \left(p_{H_2O} \cdot l_b \cdot \frac{T_w}{T_g}; T_w\right) \quad (4.67)$$

Pro vyšší tlaky při $p > 1\text{ bar}$ je nutno použít korekčního faktoru f_{p,H_2O} a f_{p,CO_2} dostupné v literatuře [8].

$$a_{H_2O} = f_{p,H_2O} \cdot \left(\frac{T_g}{T_w}\right)^{0,45} \cdot \varepsilon_{H_2O} \left(p_{H_2O} \cdot l_b \cdot \frac{T_w}{T_g}; T_w\right) \quad (4.68)$$

Obdobně je řešen výpočet absorptivity oxidu uhličitého:

$$a_{CO_2} = f_{p,CO_2} \cdot \left(\frac{T_g}{T_w}\right)^{0,65} \cdot \varepsilon_{CO_2} \left(p_{CO_2} \cdot l_b \cdot \frac{T_w}{T_g}; T_w\right) \quad (4.69)$$

kde

- a_{H_2O} ... absorptivita vodní páry, [-]
- a_{CO_2} ... absorptivita oxidu uhličitého, [-]
- T_g ... teplota plynu, [K]
- T_w ... teplota stěny, [K]
- ε_{H_2O} ... emisivita vodní páry, [-]
- ε_{CO_2} ... emisivita oxidu uhličitého, [-]
- p_{H_2O} ... parciální tlak vodní páry, [bar]
- p_{CO_2} ... parciální tlak oxidu uhličitého, [bar]
- l_b ... střední délka paprsku, [m]
- f_{p,H_2O} ... korekční faktor vodní páry, [-]
- f_{p,CO_2} ... korekční faktor oxidu uhličitého, [-]

4.3.3 Výpočet střední délky paprsku

K určení emisivity a absorptivity je nutné znát hodnotu střední délky paprsku l_b , kterou získáme pomocí následujících výpočtů [6]. Obecný vztah pro výpočet střední délky paprsku má tvar:

$$l_b = 0,9 \cdot \frac{4V}{A} = 3,6 \cdot \frac{V}{A} \quad (4.70)$$

K výpočtům délky paprsku ve svazku trubek beroucích v potaz geometrické uspořádání trubek, jsou použity vztahy dle literatury [6]:

Pro uspořádání trubek za sebou:

$$l_b = \frac{1,3 \cdot 10^{-3} \cdot (S_1 \cdot S_2)}{d_0} - 1,02 \cdot 10^{-3} \cdot d_0 \quad (4.71)$$

nebo

Pro vystřídání uspořádání trubek:

$$l_b = \frac{1,08 \cdot 10^{-3} \cdot (S_1 \cdot S_2)}{d_0} - 8,5 \cdot 10^{-4} \cdot d_0 \quad (4.72)$$

kde

l_b ... střední délka paprsku, [m]

S_1 ... příčná rozteč trubek, [m]

S_2 ... podélná rozteč trubek, [m]

d_o ... vnější průměr trubky, [m]

4.4 Výpočet tepelného toku

Při výpočtu tepelného toku je nutné zabývat se částí středního tepelného zatížení trubek q_{str} a výpočtem maximálního tepelného zatížení trubek q_{max} , který je rozdělen na konvekční a radiační část. Jednotlivé postupy jsou popsány v následujících kapitolách.

4.4.1 Střední tepelný tok

Pro výpočet středního tepelného zatížení trubek q_{str} platí vztah:

$$q_{str} = \frac{Q_a}{A} \quad (4.73)$$

kde

q_{str} ... střední tepelné zatížení, [$W \cdot m^{-2}$]

Q_a ... teplo absorbované, [W]

A ... plocha výměny tepla, [m^2]

4.4.2 Maximální tepelný tok

Pro výpočet maximálního tepelného zatížení trubek q_{max} platí:

$$q_{max} = q_{k,max} + q_{r,max} \quad (4.74)$$

kde

q_{max} ... maximální tepelné zatížení trubek, [$W \cdot m^{-2}$]

$q_{k,max}$... maximální tepelné zatížení trubek vlivem konvekce, [$W \cdot m^{-2}$]

$q_{r,max}$... maximální tepelné zatížení trubek vlivem radiace, [$W \cdot m^{-2}$]

Jedná se o součet maximálního tepelného zatížení vlivem konvekce $q_{k,max}$ a radiace $q_{r,max}$ z prostoru směřovacích komor.

Maximální tepelné zatížení vlivem konvekce

Pro výpočet maximálního tepelného zatížení vlivem konvekce je nezbytné v prvním kroku určit maximální součinitel přestupu tepla $\alpha_{k,max}$, který je dále dosazen do výpočtu pro výpočet maximálního součinitele prostupu tepla k_{max} . Výpočet součinitele přestupu tepla se provede dle následujícího vzorce:

$$\alpha_{k,max} = F_{cir} \cdot \alpha_{k,o} + \alpha_{s,o} + \alpha_{v,o} \quad (4.75)$$

kde

F_{cir} ... faktor obvodové nerovnoměrnosti, [-]

$\alpha_{k,o}$... součinitel přestupu tepla vlivem konvekce na vnější straně, [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]

$\alpha_{s,o}$... součinitel přestupu tepla vlivem sálání plynu na vnější straně, [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]

$\alpha_{v,o}$... součinitel přestupu tepla vlivem sálání vyzdívky na vnější straně, [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]

Faktor obvodové nerovnoměrnosti F_{cir} je dán hodnotami uvedenými v tabulce 4.5, kterou lze nalézt v literatuře [30].

Tab. 4.5 Součinitel obvodové nerovnoměrnosti F_{cir} [30]

| Číslo řady | Součinitel obvodové nerovnoměrnosti F_{cir} pro uspořádání trubek | |
|------------|--|------------|
| | za sebou | vystřídané |
| 1 | 1,6 | 1,6 |
| 2 | 1,7 | 1,7 |
| 3 | 1,5 | 1,5 |
| 4 a více | 1,4 | 1,6 |
| poslední | 1,0 | 1,0 |

Vztah pro výpočet maximálního tepelného zatížení vlivem konvekce:

$$q_{k,max} = k_{max} \cdot (t_{i,sek} - t_{o,sek}) \quad (4.76)$$

kde

k_{max} ... maximální součinitel prostupu tepla určeném pomocí $\alpha_{k,max}$, [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]

$t_{i,sek}$... teplota média vstupující do sekce, [$^{\circ}C$]

$t_{o,sek}$... teplota média vystupujícího ze sekce, [$^{\circ}C$]

Maximální tepelné zatížení vlivem radiace

Výpočet maximálního tepelného zatížení vlivem radiace z oblasti směšovacích komor popisuje vzorec [13]:

$$q_{r,max} = F_{cir} \cdot F_l \cdot F_T \cdot q_{r,str} \quad (4.77)$$

kde

F_{cir} ... faktor obvodové nerovnoměrnosti, [-]

F_l ... faktor podélné nerovnoměrnosti, [-]

F_T ... faktor vlivu teploty trubek na hustotu tepelného toku radiací, [-]

$q_{r,str}$... střední tepelný tok radiací na konkrétní řadu, [W·m⁻²]

Hodnoty faktoru obvodové nerovnoměrnosti jsou uvedeny v tabulce 4.5. Hodnota faktoru podélné nerovnoměrnosti F_l leží většinou v rozmezí hodnot 1,0 pro shodné rozdělení teplotního toku až po hodnotu 1,5 pro výrazně nesourodé rozdělení teplotního toku.

Faktor vlivu teploty trubek nabývá hodnot $F_T < 1$ pro oblast blízko výstupu z trubek a maximální teploty trubky a hodnot $F_T > 1$ pro oblast s nižší teplotou trubky. Vztah pro určení faktoru F_T je následující [13]:

$$F_T = \left(\frac{T_{gr,str}^{*4} - T_{tm}^{*4}}{T_{gr,str}^{*4} - T_{tr,str}^{*4}} \right) \quad (4.78)$$

kde

$T_{gr,str}^*$... střední teplota spalín v radiační části, [K]

T_{tm}^* ... teplota trubky v posuzovaném místě, [K]

$T_{tr,str}^*$... střední teplota trubky v radiační části, [K]

4.5 Výpočet teploty stěny

Výpočet teploty stěny trubek zahrnuje určení střední teploty stěny trubek, maximální teploty stěny trubek, dále pak střední teploty stěny pláště a maximální teploty stěny pláště. Jednotlivé vztahy jsou uvedeny v následujících podkapitolách.

4.5.1 Výpočet střední teploty stěny trubek

K výpočtu střední teploty stěny trubek $t_{w,str,o}$ na straně MP, za předpokladu, že v MP proudí horká pracovní látka, je použit vztah (4.79). V případě proudění chladné pracovní látky v MP platí vztah (4.80).

$$t_{w,str,o} = t_{i,str} + q_{str} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_i} \frac{d_o}{d_i} + \frac{d_o}{2\lambda_t} \cdot \ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right) \right) \quad (4.79)$$

$$t_{w,str,o} = t_{i,str} - q_{str} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_i} \frac{d_o}{d_i} + \frac{d_o}{2\lambda_t} \cdot \ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right) \right) \quad (4.80)$$

Při výpočtu střední teploty stěny trubek $t_{w, str, i}$ na straně TP platí vztah (4.81), kdy se horká pracovní látka nachází v MP. V opačném případě platí vztah (4.82).

$$t_{w, str, i} = t_{i, str} + q_{str} \cdot \frac{1}{\alpha_i} \frac{d_o}{d_i} \quad (4.81)$$

$$t_{w, str, i} = t_{i, str} - q_{str} \cdot \frac{1}{\alpha_i} \frac{d_o}{d_i} \quad (4.82)$$

Z výše uvedených rovnic lze poté vypočítat střední teplotu uvnitř stěny trubek $t_{w, str}$, a to pomocí rovnice (4.83).

$$t_{w, str} = \frac{t_{w, str, o} + t_{w, str, i}}{2} \quad (4.83)$$

kde

- $t_{w, str, o}$... střední teploty stěny trubek na straně MP, [°C]
- $t_{w, str, i}$... střední teploty stěny trubek na straně TP, [°C]
- $t_{w, str}$... střední teplotu uvnitř stěny trubek, [°C]
- $t_{i, str}$... střední teplota média v TP, [°C]
- q_{str} ... střední tepelné zatížení, [W·m⁻²]
- α_i ... součinitel přestupu tepla ze strany TP, [W·m⁻²·K⁻¹]
- λ_t ... tepelná vodivost trubek, [W·m⁻¹·K⁻¹]
- d_o ... vnější průměr trubky, [m]
- d_i ... vnitřní průměr trubky, [m]

4.5.2 Výpočet maximální teploty stěny trubek

Hodnota maximální teploty stěny trubek je důležitá zejména z hlediska výběru materiálu trubek. Místo, pro které je tato hodnota počítána bývá nejčastěji v části trubek, kde ohřívání médium opouští trubkový systém. Zde se dosahuje nejvyššího tepelného zatížení ohřívání trubek.

Za předpokladu, že se horké médium nachází v MP, je pro výpočet maximální teploty stěny trubek použit vztah (4.84), v opačném případě platí vztah (4.85) [13].

$$t_{w, max} = t_{iv} + \Delta t_j + \Delta t_{wt} \quad (4.84)$$

$$t_{w, max} = t_{iv} - \Delta t_j + \Delta t_{wt} \quad (4.85)$$

kde

- $t_{w, max}$... maximální teplota stěny trubky, [°C]
- t_{iv} ... teplota média na výstupu z trubek, [°C]
- Δt_j ... změna teploty v mezní vrstvě, [°C]
- Δt_{wt} ... změna teploty ve stěně trubky, [°C]

Změna teploty v mezní vrstvě:

$$\Delta t_j = \frac{q_{max}}{\alpha_i} \cdot \left(\frac{d_o}{d_i} \right) \quad (4.86)$$

kde

Δt_j ... změna teploty v mezní vrstvě, [°C]

q_{max} ... maximální tepelné zatížení trubek, [W·m⁻²]

d_o ... vnější průměr trubky, [m]

d_i ... vnitřní průměr trubky, [m]

α_i ... součinitel přestupu tepla ze strany TP, [W·m⁻²·K⁻¹]

Změna teploty ve stěně trubky:

$$\Delta t_{wt} = \frac{q_{max} \cdot d_o}{2 \cdot \lambda_t} \cdot \ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right) \quad (4.87)$$

kde

Δt_{wt} ... změna teploty ve stěně trubek, [°C]

q_{max} ... maximální tepelné zatížení trubek, [W·m⁻²]

λ_t ... tepelná vodivost trubek, [W·m⁻¹·K⁻¹]

d_o ... vnější průměr trubky, [m]

d_i ... vnitřní průměr trubky, [m]

5 VZTAHY PRO HYDRAULICKÝ VÝPOČET PŘÍČNĚ OBTÉKANÉHO SVAZKU TRUBEK

V této části jsou uvedeny základní vztahy a výpočtové metody pro určení tlakové ztráty v trubkovém a mezitrubkovém prostoru tepelného výměníku, dále pak v kolektorech, distributorech, při vstupu (výstupu) média do (z) trubek a tlakové ztráty vlivem změny směru toku kapaliny.

5.1 Výpočet tlakové ztráty v trubkovém prostoru

Při průtoku médií trubkami dochází k tlakové ztrátě Δp . Jedná se o odpor prostředí vůči průtoku reálného média. Tlakové ztráty přitom vznikají jak v přímých trubkách vlivem třecích sil, tak v nejrůznějších ohybech potrubní trasy a v neposlední řadě vlivem místních odporů, které jsou způsobeny širokou škálou zařazených armatur.

K výpočtu celkové tlakové ztráty, která je složena z výčtu předchozích dílčích tlakových ztrát v trubkovém prostoru, slouží metody, které jsou popsány v následujících podkapitolách.

5.1.1 Výpočet tlakové ztráty v přímých trubkách

K výpočtu tlakové ztráty v přímých trubkách, kde se uvažuje jednofázové proudění média, je použit známý tvar Darcy-Weisbachovy rovnice:

$$\Delta p = \lambda_f \cdot \frac{l}{d_i} \cdot \frac{u^2}{2} \cdot \rho \quad (5.1)$$

kde

Δp ... tlaková ztráta, [Pa]

λ_f ... součinitel tření, [-]

l ... délka trubek, [m]

d_i ... vnitřní průměr trubky, [m]

u ... rychlost proudění média, [m·s⁻¹]

ρ ... hustota média, [kg·m⁻³]

K určení součinitele tření λ_f můžeme v technické literatuře nalézt mnoho různých výpočtových vztahů. Ty jsou rozděleny podle oblasti proudění, pro které bývají počítány, tedy laminární, přechodová a turbulentní oblast proudění.

Pro laminární oblast proudění u hladkých trubek kruhového průřezu, tedy pro hodnotu Reynoldsova čísla $Re \leq 2300$, byl vybrán tzv. Poiseuilleův vztah 5.2. Součinitel tření v této oblasti není závislý na drsnosti potrubí.

$$\lambda_f = \frac{64}{Re} \quad (5.2)$$

V přechodové a turbulentní oblasti s Reynoldsovým číslem $Re \geq 4000$ je s přihlédnutím k přesnosti výpočtu používán tzv. Churchillův vztah [7], který má tvar:

$$\lambda_f = 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \left(\frac{1}{a+b} \right)^{1,5} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (5.3)$$

kde

λ_f ... součinitel tření, [-]
 Re ... Reynoldsovo číslo, [-]
 a, b ... koeficienty, [-]

kde koeficienty a, b jsou počítány pomocí rovnic:

$$a = \left[-2,457 \cdot \ln \left(\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot \frac{\varepsilon_f}{d_i} \right) \right]^{16} \quad (5.4)$$

$$b = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} \quad (5.5)$$

kde

ε_f ... absolutní drsnost potrubí, [m]
 Re ... Reynoldsovo číslo, [-]
 d_i ... vnitřní průměr trubky, [m]

Závislost součinitele tření na Reynoldsově čísle a drsnosti potrubí pro jednotlivé oblasti proudění znázorňuje Moodyho diagram na obrázku 2.3 v kapitole 2.2.

Do úvahy je nutno zahrnout i vliv velikosti distributoru, který zabezpečuje rovnoměrné rozdělení pracovního média do trubek.

5.1.2 Výpočet tlakové ztráty změnou směru toku

Změna směru toku nastává v ohybech a kolenech potrubního systému. Vlivem změny směru toku vzrůstá tlaková ztráta v potrubí, což je nutné zahrnout do výpočtu. Existuje několik metod výpočtu tlakové ztráty, které zohledňují tuto skutečnost. Jedná se o metodu ekvivalentní délky, výpočet tlakové ztráty se součinitelem místního odporu, Blevinsova metoda, metoda dle Idelčika, 2-K a 3-K metoda.

Při porovnání se jako nejvhodnější metoda výpočtu tlakové ztráty vlivem změny směru toku jeví metoda 3-K [4]. Jedná se o metodu, která byla vyvinuta Ronem Darbym. Darbyho metoda má například oproti 2K-metodě širší záběr v rozsahu Reynoldsova čísla a různých velikostí uvažovaných armatur. Zároveň zohledňuje vnitřní průměr potrubí a poloměry ohybu, jak je patrné z tabulky 5.1. Velmi dobře je uplatnitelná i v laminární oblasti proudění. Metoda, jak již bylo řečeno dříve, byla vybrána jako nejvhodnější a je počítána podle následujícího vztahu [4]:

$$K = \frac{K_1}{Re} + K_i \cdot \left(1 + K_d \cdot \left(\frac{25,4}{d_i} \right)^{0,3} \right) \quad (5.6)$$

kde

K_l, K_b, K_d ... koeficienty dle tabulky 5.1, [-]

Re ... Reynoldsovo číslo, [-]

d_i ... vnitřní průměr trubky, [mm]

Tab. 5.1 Velikosti koeficientů při 45°, 90° a 180° ohybu [4]

| Kolena | Typ připojení | Velikost poměru r/d_i | K_l | K_b | K_d |
|--------|----------------------|-------------------------|-------|-------|-------|
| 45° | šroubovaný | $r/d_i = 1$ | 500 | 0,071 | 4,2 |
| | velký poloměr | $r/d_i = 1,5$ | 500 | 0,052 | 4,0 |
| 90° | přírubový, svařovaný | $r/d_i = 1$ | 800 | 0,091 | 4,0 |
| | | $r/d_i = 2$ | 800 | 0,056 | 3,9 |
| | | $r/d_i = 4$ | 800 | 0,066 | 3,9 |
| | | $r/d_i = 6$ | 800 | 0,075 | 4,2 |
| 180° | šroubovaný | $r/d_i = 1$ | 1000 | 0,23 | 4,0 |
| | přírubový | $r/d_i = 1$ | 1000 | 0,12 | 4,0 |
| | všechny typy | $r/d_i = 1,5$ | 1000 | 0,10 | 4,0 |

Pro vyšší hodnoty poloměru ohybu nejsou koeficienty k dispozici. Používá se dvojnásobek hodnoty K pro 90° ohyby, i když je podle dostupných zdrojů hodnota součinitele odporu u 180° ohybů menší jak dvojnásobek u 90° ohybů.

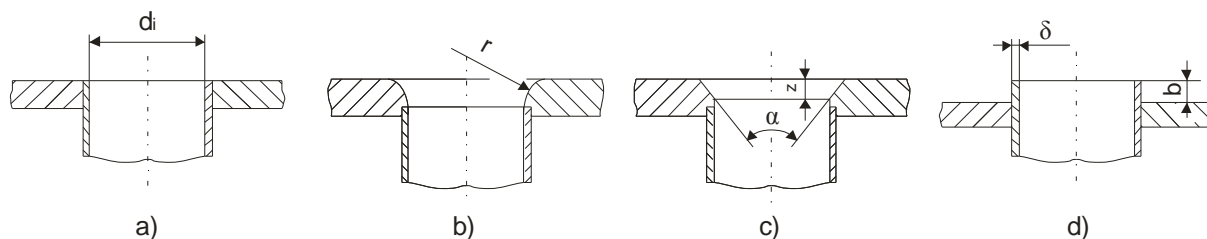
Tuto metodu lze použít i pro výpočet místních odporů vyvolaných průtokem různými armaturami. Metoda je v dnešní době jednou z nejpoužívanějších v technické praxi pro výpočet tlakových ztrát v potrubních systémech.

5.1.3 Výpočet tlakové ztráty v distributorech a kolektorech

Médium proudící výměňkovými trubkami se v určitých úsecích dostává do tzv. distributorů a kolektorů. Distributory jsou umístěny jednak na začátku a na konci trubkového systému, ale mohou se nacházet i v trubkovém systému a oddělovat například jednotlivé sekce lišící se materiálem nebo počtem řad na chod. Při vtoku, nebo naopak při výtoku média z těchto komor, dochází k nárůstu tlakové ztráty. Příčinou je geometrické uspořádání rozmezí trubka – distributor (kolektor). Rovnice pro výpočet tlakové ztráty, která je tímto způsobena, vypadá následovně:

$$\Delta p = \xi \cdot \frac{u^2}{2} \cdot \rho \quad (5.7)$$

Prvním členem rovnice je součinitel místního odporu ξ , jehož hodnota se odvíjí od geometrie vstupu (výstupu) trubky. Rozlišujeme několik druhů provedení uspořádání vstupu do trubek, které jsou znázorněny na obrázku 5.1.



Obr. 5.1 Zobrazení napojení jednotlivých nátrubků na komoru [6]

V praxi platí pravidlo, že čím ostřeji vstupuje médium do trubky, tím větší je součinitel místního odporu. Zároveň tedy vzrůstá i tlaková ztráta. Stejně pravidlo platí i pro výstup média z trubky.

Součinitel místního odporu pro jednotlivé případy nátrubků (viz obrázek 5.1) lze určit pomocí metod uvedených v literatuře [15].

- a) Ostré napojení (trubka je napojena na stěnu bez vsazení a přesazení). Součinitel místního odporu ζ je uveden v tabulce 5.2.

Tab. 5.2 Ztrátový součinitel ζ ostrého vtoku do potrubí [15]

| δ/d_i | 0 | 0,004 | 0,008 | 0,012 | 0,016 | 0,02 | 0,024 | 0,030 | 0,040 | 0,050 | ∞ |
|--------------|-----|-------|-------|-------|-------|------|-------|-------|-------|-------|----------|
| ζ | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 |

- b) Zaoblené napojení (trubka je vsazena do stěny, která je zaoblena poloměrem r). Součinitel místního odporu ζ pro tento typ provedení jsou uvedeny v tabulce 5.3.

Tab. 5.3 Součinitel místního odporu ζ pro uchycení ke stěně v závislosti na poměru r/d_i [15]

| r/d_i | 0 | 0,010 | 0,02 | 0,030 | 0,04 | 0,050 | 0,06 | 0,08 | 0,120 | 0,16 | $>0,20$ |
|---------|------|-------|------|-------|------|-------|------|------|-------|------|---------|
| ζ | 0,50 | 0,44 | 0,37 | 0,31 | 0,26 | 0,22 | 0,20 | 0,15 | 0,09 | 0,06 | 0,03 |

- c) Zkosené napojení (trubka je vsazena do stěny, která je zkosená pod úhlem α). Součinitel místního odporu ζ pro tento typ provedení jsou uvedeny v tabulce 5.4.

Tab. 5.4 Součinitel místního odporu ξ v závislosti na poměru l/d_i a úhlu α [15]

| l/d_i | α | | | | | | | | |
|---------|----------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | 0° | 10° | 20° | 30° | 40° | 60° | 100° | 140° | 180° |
| 0,025 | 0,50 | 0,47 | 0,45 | 0,43 | 0,41 | 0,40 | 0,42 | 0,45 | 0,50 |
| 0,050 | 0,50 | 0,45 | 0,41 | 0,36 | 0,33 | 0,30 | 0,35 | 0,42 | 0,50 |
| 0,075 | 0,50 | 0,42 | 0,35 | 0,30 | 0,26 | 0,23 | 0,30 | 0,40 | 0,50 |
| 0,100 | 0,50 | 0,39 | 0,32 | 0,25 | 0,22 | 0,18 | 0,27 | 0,38 | 0,50 |
| 0,150 | 0,50 | 0,37 | 0,27 | 0,20 | 0,16 | 0,15 | 0,25 | 0,37 | 0,50 |
| 0,600 | 0,50 | 0,27 | 0,18 | 0,13 | 0,11 | 0,12 | 0,23 | 0,36 | 0,50 |

- d) Vysunuté napojení (trubka je napojena na stěnu s přesazením o délku b) Součinitelé místního odporu ξ pro tento typ provedení jsou uvedeny v tabulce 5.5.

Tab. 5.5 Součinitel místního odporu ξ v závislosti na poměru b/d_i a δ/d_i [15]

| δ/d_i | b/d_i | | | | | | | | | | |
|--------------|---------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|----------|
| | 0 | 0,002 | 0,005 | 0,010 | 0,020 | 0,050 | 0,100 | 0,200 | 0,300 | 0,500 | ∞ |
| 0,000 | 0,50 | 0,57 | 0,63 | 0,68 | 0,73 | 0,80 | 0,86 | 0,92 | 0,97 | 1,00 | 1,00 |
| 0,004 | 0,50 | 0,54 | 0,58 | 0,63 | 0,67 | 0,74 | 0,80 | 0,86 | 0,90 | 0,94 | 0,94 |
| 0,008 | 0,50 | 0,53 | 0,55 | 0,58 | 0,62 | 0,68 | 0,74 | 0,81 | 0,85 | 0,88 | 0,88 |
| 0,012 | 0,50 | 0,52 | 0,53 | 0,55 | 0,58 | 0,63 | 0,68 | 0,75 | 0,79 | 0,83 | 0,83 |
| 0,016 | 0,50 | 0,51 | 0,51 | 0,53 | 0,55 | 0,58 | 0,64 | 0,70 | 0,74 | 0,77 | 0,77 |
| 0,020 | 0,50 | 0,51 | 0,51 | 0,52 | 0,53 | 0,55 | 0,60 | 0,66 | 0,69 | 0,72 | 0,72 |
| 0,024 | 0,50 | 0,50 | 0,50 | 0,51 | 0,52 | 0,53 | 0,58 | 0,62 | 0,65 | 0,68 | 0,68 |
| 0,030 | 0,50 | 0,50 | 0,50 | 0,52 | 0,52 | 0,52 | 0,54 | 0,57 | 0,59 | 0,61 | 0,61 |
| 0,040 | 0,50 | 0,50 | 0,50 | 0,51 | 0,51 | 0,51 | 0,51 | 0,52 | 0,52 | 0,54 | 0,54 |
| 0,050 | 0,50 | 0,50 | 0,50 | 0,50 | 0,50 | 0,50 | 0,50 | 0,50 | 0,50 | 0,50 | 0,50 |
| ∞ | 0,50 | 0,50 | 0,50 | 0,50 | 0,50 | 0,50 | 0,50 | 0,50 | 0,50 | 0,50 | 0,50 |

V případě výstupu média z trubky do distributoru je uvažován součinitel místního odporu $\xi=1$.

5.2 Výpočet tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru

K výpočtu tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru existuje několik metod, které jsou popsány v literaturách [7], [8], [9], [10]. Jsou rozděleny do dvou skupin, a to do skupiny výpočtu pro hladké trubky a výpočtu tlakové ztráty pro trubky opatřené žebrovaním. Jednotlivé postupy jsou popsány v následujících kapitolách.

A. Hladké trubky

Pokud se proudící médium v mezitrubkovém prostoru střetne s povrchem trubek, který příčně obtéká, vznikne tlaková ztráta Δp , kterou lze vypočítat pomocí následujícího postupu.

Metoda dle VDI-Wärmeatlas

Výpočet tlakové ztráty obtékaného svazku hladkých trubek [8]:

$$\Delta p = \lambda_f \cdot N_{m,tr} \cdot \frac{\rho \cdot u_e^2}{2} \quad (5.8)$$

kde

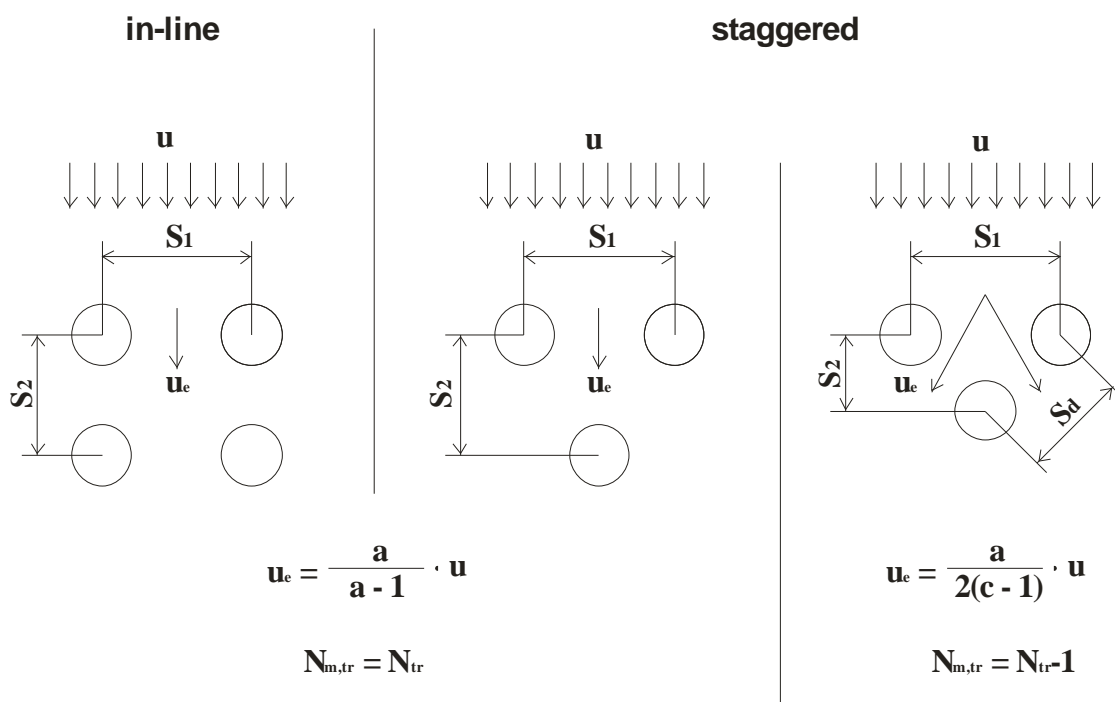
Δp ... tlaková ztráta, [Pa]

λ_f ... součinitel tření, [-]

$N_{m,tr}$... výpočtový počet řad trubek, [-]

ρ ... hustota média, [kg·m⁻³]

u_e ... rychlost proudění média mezi trubkami, [m·s⁻¹]



Obr. 5.2 Geometrické uspořádání trubek [8]

Relativní příčná, podélná a diagonální rozteč je počítána dle vztahů:

$$a = \frac{S_1}{d_0} \quad (5.9)$$

$$b = \frac{S_2}{d_0} \quad (5.10)$$

$$c = \frac{S_d}{d_0} = \sqrt{\left(\frac{a}{2}\right)^2 + b^2} \quad (5.11)$$

kde

u_e ... rychlost proudění média mezi trubkami, [m·s⁻¹]

u ... rychlost proudění média, [m·s⁻¹]

a ... relativní příčná rozteč trubek, [m]

b ... relativní podélná rozteč trubek, [m]

c ... relativní diagonální rozteč, [m]

$N_{m,tr}$... výpočtový počet řad trubek, [-]

N_{tr} ... počet řad trubek, [-]

S_1 (S_2) ... příčná (podélná) rozteč trubek, [m]

S_d ... diagonální rozteč trubek, [m]

d_o ... vnější průměr trubky, [m]

Celkový součinitel tření λ_f při obtékání svazku hladkých trubek pro $1 \leq Re \leq 3 \cdot 10^5$ a $N_R \geq 5$ [8]:

Uspořádání in-line

$$\lambda_f = \lambda_{ft} \cdot f_{zn,l} + (\lambda_{ft} \cdot f_{z,t} + f_{n,t}) \cdot \left[1 - \exp \cdot \left(-\frac{Re + 1000}{2000} \right) \right] \quad (5.12)$$

Rozsah koeficientů pro $Re \geq 10^3$:

$$1,25 \leq a \leq 3,0$$

$$1,2 \leq b \leq 3,0$$

Uspořádání staggered

$$\lambda_f = \lambda_{ft} \cdot f_{zn,l} + (\lambda_{ft} \cdot f_{z,t} + f_{n,t}) \cdot \left[1 - \exp \cdot \left(-\frac{Re + 200}{1000} \right) \right] \quad (5.13)$$

Rozsah koeficientů pro $Re \geq 10^3$

$$1,25 \leq a \leq 3,0$$

$$0,6 \leq b \leq 3,0$$

$$c \geq 1,25$$

kde

λ_f ... součinitel tření, [-]

λ_{fl} ... součinitel tření při laminárním proudění, [-]
 λ_{ft} ... součinitel tření při turbulentním proudění, [-]
 $f_{zn,l}$... opravný součinitel, [-]
 $f_{z,t}$... opravný součinitel, [-]
 $f_{n,t}$... opravný součinitel, [-]
 a ... relativní příčná rozteč trubek, [m]
 b ... relativní podélná rozteč trubek, [m]
 c ... relativní diagonální rozteč trubek, [m]
 Re ... Reynoldsovo číslo, [-]

Součinitele tření λ_f pro jednotlivé oblasti proudění s uspořádáním za sebou [8]:

Laminární proudění

$$\lambda_{fl} = \frac{f_{a,l,f}}{Re} \quad (5.14)$$

$$f_{a,l,f} = \frac{280 \cdot \pi \cdot [(b^{0,5} - 0,6)^2 + 0,75]}{(4 \cdot a \cdot b - \pi) \cdot a^{1,6}} \quad (5.15)$$

Turbulentní proudění

$$\lambda_{ft} = \frac{f_{a,t,f}}{Re^{0,1 \cdot (b/a)}} \quad (5.16)$$

$$f_{a,t,f} = \left[0,22 + 1,2 \cdot \frac{\left(1 - \frac{0,94}{b}\right)^{0,6}}{(a - 0,85)^{1,3}} \right] \cdot 10^{0,47 \cdot \left(\frac{b}{a} - 1,5\right)} + [0,03 \cdot (a - 1) \cdot (b - 1)] \quad (5.17)$$

kde

λ_{fl} ... součinitel tření při laminárním proudění, [-]
 λ_{ft} ... součinitel tření při turbulentním proudění, [-]
 $f_{a,l,f}$... korekční faktor geometrie trubek pro laminární oblast proudění, [-]
 $f_{a,t,f}$... korekční faktor geometrie trubek pro turbulentní oblast proudění, [-]
 a ... relativní příčná rozteč trubek, [m]
 b ... relativní podélná rozteč trubek, [m]
 Re ... Reynoldsovo číslo, [-]

Součinitele tření λ_f pro jednotlivé oblasti proudění s vystřídáním uspořádáním [8]:

Laminární proudění

$$\lambda_{fl} = \frac{f_{a,l,f}}{Re} \quad (5.18)$$

$$f_{a,l,f} = \frac{280 \cdot \pi \cdot [(b^{0,5} - 0,6)^2 + 0,75]}{(4 \cdot a \cdot b - \pi) \cdot a^{1,6}} \quad \text{pro } b \geq \frac{1}{2} \cdot \sqrt{2 \cdot a + 1} \quad (5.19)$$

$$f_{a,l,f} = \frac{280 \cdot \pi \cdot [(b^{0,5} - 0,6)^2 + 0,75]}{(4 \cdot a \cdot b - \pi) \cdot c^{1,6}} \quad \text{pro } b < \frac{1}{2} \cdot \sqrt{2 \cdot a + 1} \quad (5.20)$$

$$c = \sqrt{\left(\frac{a}{2}\right)^2 + b^2} \quad (5.21)$$

Turbulentní proudění

$$\lambda_{ft} = \frac{f_{a,t,f}}{Re^{0,25}} \quad (5.22)$$

$$f_{a,t,f} = 2,5 + \left(\frac{1,2}{(a - 0,85)^{1,08}}\right) + 0,4 \cdot \left(\frac{b}{a} - 1\right)^3 - 0,01 \cdot \left(\frac{a}{b} - 1\right)^3 \quad (5.23)$$

kde

λ_{fl} ... součinitel tření při laminárním proudění, [-]

λ_{ft} ... součinitel tření při turbulentním proudění, [-]

$f_{a,l,f}$... korekční faktor geometrie trubek pro laminární oblast proudění, [-]

$f_{a,t,f}$... korekční faktor geometrie trubek pro turbulentní oblast proudění, [-]

a ... relativní příčná rozteč trubek, [m]

b ... relativní podélná rozteč trubek, [m]

c ... relativní diagonální rozteč trubek, [m]

Re ... Reynoldsovo číslo, [-]

Korekční faktory na vliv vlastností látek pro jednotlivé oblasti proudění [8]:

Laminární proudění

$$f_{z,l} = \left(\frac{\eta_w}{\eta}\right) \left\{ \frac{0,57}{\left[\left(\frac{4 \cdot a \cdot b}{\pi} - 1\right) \cdot Re\right]^{0,25}} \right\} \quad (5.24)$$

Turbulentní proudění

$$f_{z,t} = \left(\frac{\eta_w}{\eta}\right)^{0,14} \quad (5.25)$$

kde

$f_{z,l}$... korekční faktor vlastností látek pro laminární oblast proudění, [-]

$f_{z,t}$... korekční faktor vlastností látek pro turbulentní oblast proudění, [-]

a ... relativní příčná rozteč trubek, [m]
 b ... relativní podélná rozteč trubek, [m]
 η_w ... dynamická viskozita při střední teplotě stěny, [Pa·s]
 η ... dynamická viskozita, [Pa·s]
 Re ... Reynoldsovo číslo, [-]

Korekční faktory na vliv počtu řad trubek pro jednotlivé oblasti proudění [8]:

Laminární proudění

Pro počet řad trubek $N_{tr} < 10$:

$$f_{zn,l} = \left(\frac{\eta_w}{\eta} \right) \left\{ \frac{0,57 \cdot \left(\frac{N_{tr}}{10} \right)^{0,25}}{\left[\left(\frac{4 \cdot a \cdot b}{\pi} - 1 \right) \cdot Re \right]^{0,25}} \right\} \quad (5.26)$$

Pro počet řad trubek $N_{tr} \geq 10$:

$$f_{zn,l} = f_{z,l} \quad (5.27)$$

Turbulentní proudění

Pro počet řad trubek $5 \leq N_{tr} \leq 10$

$$f_{zn,t} = \lambda_{fo} \cdot \left(\frac{1}{N_{tr}} - \frac{1}{10} \right) \quad (5.28)$$

Pro počet řad trubek $N_{tr} \geq 10$:

$$f_{zn,t} = 0 \quad (5.29)$$

kde λ_{fo} pro uspořádání in-line a staggered v nejužším místě v kolmém směru je:

$$\lambda_{fo} = \frac{1}{a^2} \quad (5.30)$$

a λ_{fo} pro uspořádání staggered v nejužším místě v diagonálním směru je:

$$\lambda_{fo} = \left[\frac{2 \cdot (c - 1)}{a \cdot (a - 1)} \right]^2 \quad (5.31)$$

kde

$f_{zn,l}$... korekční faktor na počet řad trubek pro laminární oblast proudění, [-]

$f_{zn,t}$... korekční faktor na počet řad trubek turbulentní oblast proudění, [-]

$f_{z,l}$... korekční faktor vlastností látek pro laminární oblast proudění, [-]

N_{tr} ... počet řad trubek, [-]

a ... relativní příčná rozteč trubek, [m]

b ... relativní podélná rozteč trubek, [m]

c ... relativní diagonální rozteč trubek, [m]

η_w ... dynamická viskozita při střední teplotě stěny, [Pa·s]

η ... dynamická viskozita, [Pa·s]

Re ... Reynoldsovo číslo, [-]

Metoda dle Ganapathy

Pro rychlé předběžné určení tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru při příčném obtékání hladkých trubek se může použít Ganapathyho metoda [9]. Obecný vztah pro výpočet tlakové ztráty dle Ganapathy je:

$$\Delta p = 2,017 \cdot \lambda_f \cdot \dot{m}^2 \cdot \frac{N_{tr}}{\rho} \quad (5.32)$$

kde

Δp ... tlaková ztráta, [Pa]

λ_f ... součinitel tření, [-]

\dot{m} ... hmotnostní tok média, [kg·m⁻²·s⁻¹]

N_{tr} ... počet řad trubek, [-]

ρ ... hustota média, [kg·m⁻³]

Výpočet součinitele tření λ_f pro jednotlivé typy uspořádání [9]:

Uspořádání in-line

$$\lambda_f = Re^{-0,15} \cdot \left(0,044 + \frac{\frac{0,08 \cdot S_2}{d_o}}{\left(\frac{S_1}{d_o - 1} \right)^{0,43 + 1,13 \cdot \frac{d_o}{S_2}}} \right) \quad (5.33)$$

pro

$$\frac{S_1}{d_o} = 1,4 \div 4,0$$

$$2000 < Re < 40000$$

Uspořádání staggered

$$\lambda_f = Re^{-0,16} \cdot \left(0,25 + \frac{0,1175}{\left(\frac{S_1}{d_o - 1} \right)^{1,08}} \right) \quad (5.34)$$

pro

$$\frac{S_1}{d_o} = 1,5 \div 4,0$$

$$2000 < Re < 40000$$

kde

λ_f ... součinitel tření, [-]

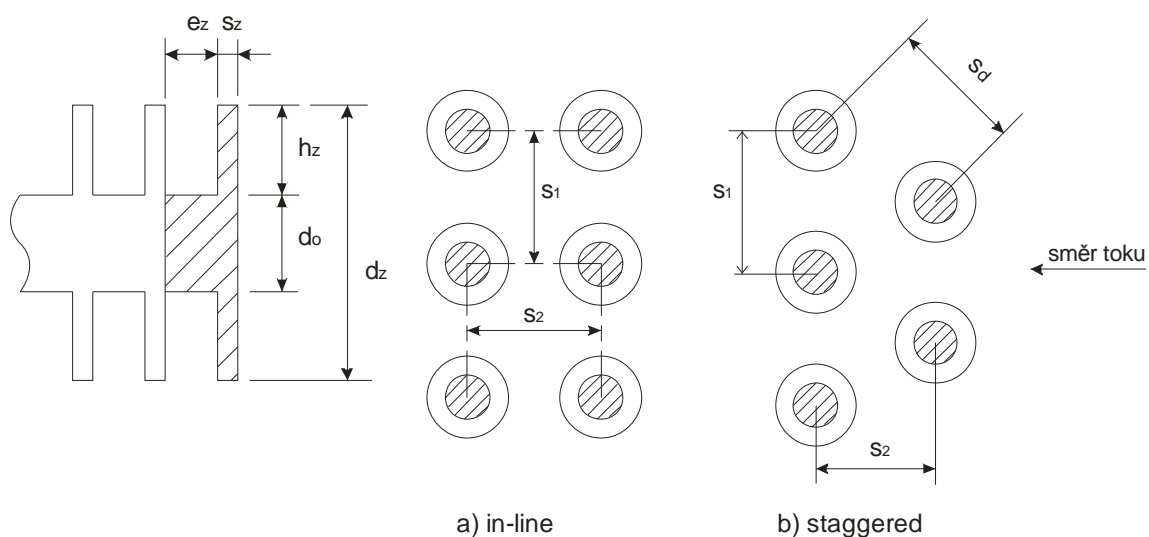
Re ... Reynoldsovo číslo, [-]

d_o ... vnější průměr trubky, [m]

S_1 (S_2) ... příčná (podélná) rozteč trubek, [m]

B. Žebrované trubky

Geometrii vnějšího žebrování trubek, která je použita při výpočtech tlakové ztráty, popisuje obrázek 5.3.



Obr. 5.3 Geometrie vnějšího žebrování svazku trubek [10]

Metoda dle Annaratone

Základní vztah pro výpočet tlakové ztráty média obtékající trubkový svazek metodou Annaratone, který je opatřen žebrováním, má tvar [7]:

$$\Delta p = 2 \cdot (F + B) \cdot \frac{N_{tr} \cdot \dot{m}^2}{\rho_{str}} \quad (5.35)$$

kde

Δp ... tlaková ztráta, [Pa]

F, B ... korekční koeficienty, [-]

N_{tr} ... počet řad trubek, [-]

\dot{m} ... hmotnostní tok média, [kg·m⁻²·s⁻¹]

ρ_{str} ... střední hustota média obtékajícího trubky, [kg·m⁻³]

K zjištění hodnoty výsledného korekčního koeficientu F platí následující vztahy:

$$F = C_2 \cdot C_4 \cdot C_6 \cdot \sqrt{\frac{d_z}{d_o}} \quad (5.36)$$

kde

C_2, C_4, C_6 ... korekční koeficienty, [-]

d_z ... vnější průměr trubky včetně žebrování, [m]

d_o ... vnější průměr trubky, [m]

Korekční koeficienty C pro jednotlivá uspořádání [7]:

Uspořádání in-line i staggered

$$C_2 = 0,07 + 8 \cdot Re^{-0,45} \quad (5.37)$$

Uspořádání in-line

$$C_4 = 0,08 \cdot \left(0,15 \cdot \frac{s_1}{d_o} \right)^{-1,1 \cdot \left(\frac{h_z}{e_z} \right)^{0,15}} \quad (5.38)$$

$$C_6 = 1,6 - (0,75 - 1,5 \cdot e^{-0,7 \cdot N_{tr}}) \cdot e^{-0,2 \cdot \left(\frac{s_2}{s_1} \right)^2} \quad (5.39)$$

Uspořádání staggered

$$C_4 = 0,11 \cdot \left(0,05 \cdot \frac{s_1}{d_o}\right)^{-0,7} \cdot \left(\frac{h_z}{e_z}\right)^{0,2} \quad (5.40)$$

$$C_6 = 1,1 + (1,8 - 2,1 \cdot e^{-0,15 \cdot N_{tr}^2}) \cdot e^{-2 \cdot \frac{s_2}{s_1}} - (0,7 - 0,8 \cdot e^{-0,15 \cdot N_{tr}^2}) \cdot e^{-0,6 \cdot \frac{s_2}{s_1}} \quad (5.41)$$

kde

$C_2, C_4, C_6 \dots$ korekční koeficienty, [-]
 $Re \dots$ Reynoldsovo číslo, [-]
 $S_I (S_2) \dots$ příčná (podélná) rozteč trubek, [m]
 $d_o \dots$ vnější průměr trubky, [m]
 $h_z \dots$ výška žebra, [m]
 $e_z \dots$ vzdálenost mezi žebry, [m]
 $N_{tr} \dots$ počet řad trubek, [-]

K zjištění hodnot korekčních koeficientů B slouží následující vztahy:

$$B = \frac{1 + \left(\frac{A_m}{A_b}\right)^2}{4 \cdot N_{tr}} \cdot \rho_{str} \cdot \left(\frac{1}{\rho_o} - \frac{1}{\rho_i}\right) \quad (5.42)$$

kde

$B \dots$ korekční koeficient, [-]
 $A_m \dots$ průtočná plocha mezi trubkami, [m²]
 $A_b \dots$ celková průtočná plocha, [m²]
 $N_{tr} \dots$ počet řad trubek, [-]
 $\rho_i \dots$ hustota média vstupující do bloku trubek, [kg·m⁻³]
 $\rho_o \dots$ hustota média vystupujícího z bloku trubek, [kg·m⁻³]
 $\rho_{str} \dots$ střední hustota média obtékajícího trubky, [kg·m⁻³]

Průtočná plocha mezi trubkami A_m se vypočítá dle vztahu:

$$A_m = A_b - N_{tz} \cdot (d_o + 2 \cdot N_z \cdot h_z \cdot s_z) \cdot l \quad (5.43)$$

kde

$A_m \dots$ průtočná plocha mezi trubkami, [m²]
 $A_b \dots$ celková průtočná plocha, [m²]
 $N_{tz} \dots$ počet žebrovaných trubek, [-]
 $d_o \dots$ vnější průměr trubky, [m]
 $N_z \dots$ počet žebrování na metr trubky, [-]
 $h_z \dots$ výška žebra, [m]
 $s_z \dots$ tloušťka žebrování, [m]
 $l \dots$ délka trubek, [m]

Metode dle Hewitt

Vzorec pro výpočet tlakové ztráty média [10], která příčně obtéká žebrovaný svazek trubek je:

$$\Delta p = (K_a + N_{tr} \cdot K_f) \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2 \quad (5.44)$$

kde

Δp ... tlaková ztráta, [Pa]

K_a, K_f ... korekční koeficienty, [-]

N_{tr} ... počet řad trubek, [-]

ρ ... hustota média, [kg·m⁻³]

u ... rychlost proudění média, [m·s⁻¹]

Korekční koeficient K_a se vypočítá dle vzorce:

$$K_a = 1 + \sigma_g^2 \quad (5.45)$$

kde

σ_g ... geometrický parametr, [-]

K_a ... korekční koeficient, [-]

Geometrický parametr rovnice pro výpočet tlakové ztráty média příčně obtékajícího svazku trubek opatřeným žebrováním (viz obrázek 5.3) je vyjádřen pomocí vzorce:

$$\sigma = \frac{S_1 - d_o - \frac{2 \cdot h_z \cdot s_z}{(s_z + e_z)}}{S_1} \quad (5.46)$$

kde

S_1 ... příčná rozteč trubek, [m]

d_o ... vnější průměr trubky, [m]

h_z ... výška žebra, [m]

s_z ... tloušťka žeber, [m]

e_z ... vzdálenost mezi žebry, [m]

Rovnice pro výpočet koeficientu K_f s nízkým profilem žeber, tedy $0,05 < h_z/d_o < 0,33$ a Reynoldsovým číslem v rozmezí hodnot $10^3 < Re < 10^5$:

$$K_f = 4,71 \cdot Re^{-0,286} \cdot \left(\frac{h_z}{e_z}\right)^{0,51} \cdot \left(\frac{S_1 - d_o}{S_2 - d_o}\right)^{0,536} \cdot \left(\frac{d_o}{S_1 - d_o}\right)^{0,36} \quad (5.47)$$

kde

K_f ... korekční koeficient, [-]

Re ... Reynoldsovo číslo, [-]

h_z ... výška žebra, [m]
 e_z ... vzdálenost mezi žebry, [m]
 S_I (S_2) ... příčná (podélná) rozteč trubek, [m]
 d_o ... vnější průměr trubky, [m]

Rovnice pro výpočet koeficientu K_f s vysokým profilem žeber, tedy $0,2 < h_z/d_o < 0,7$ a Reynoldsovým číslem v rozmezí hodnot $5 \cdot 10^2 < Re < 5 \cdot 10^4$ je:

$$K_f = 4,567 \cdot Re^{-0,242} \cdot \left(\frac{A_{tz}}{A_t}\right)^{0,504} \cdot \left(\frac{S_1}{d_o}\right)^{-0,376} \cdot \left(\frac{S_2}{d_o}\right)^{-0,546} \quad (5.48)$$

kde

K_f ... korekční koeficient, [-]
 Re ... Reynoldsovo číslo, [-]
 A_{tz} ... celková plocha žebrované trubky, [m²]
 A_t ... celková plocha trubky bez žeber (hladké trubky), [m²]
 S_I (S_2) ... příčná (podélná) rozteč trubek, [m]
 d_o ... vnější průměr trubky, [m]

Kde A_{tz}/A_t je poměr celkové plochy žebrovaných trubek k ekvivalentní ploše trubky bez žebrování a je počítán dle následujícího vztahu:

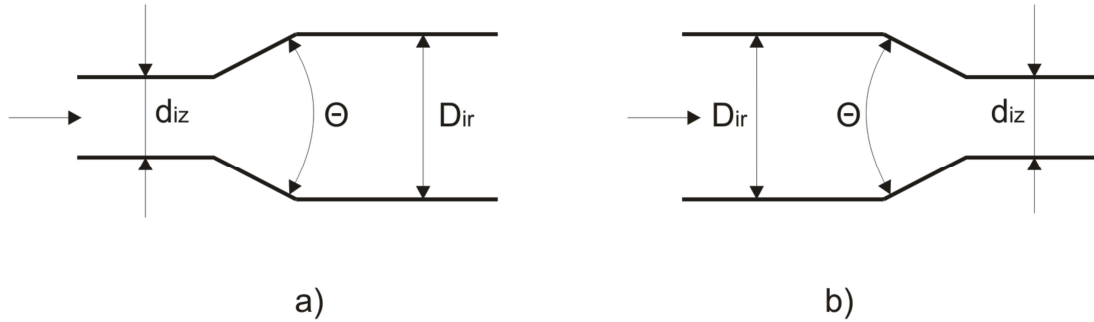
$$\frac{A_{tz}}{A_t} = \frac{\frac{1}{2} \cdot (d_z^2 - d_o^2) + d_z \cdot s_z + d_o \cdot e_z}{d_o \cdot (s_z + e_z)} \quad (5.49)$$

kde

A_{tz} ... celková plocha žebrované trubky, [m²]
 A_t ... celková plocha trubky bez žeber (hladké trubky), [m²]
 d_z ... vnější průměr trubky včetně žebrování, [m]
 d_o ... vnější průměr trubky, [m]
 e_z ... vzdálenost mezi žebry, [m]
 s_z ... tloušťka žeber, [m]

5.2.1 Tlaková ztráta na vstupu a výstupu mezitrubkového prostoru

V této části jsou popsány výpočtové vztahy pro určení tlakové ztráty média vstupujícího (vystupujícího) do (z) mezitrubkového prostoru. Médium může do mezitrubkového prostoru vstupovat postupným rozšířením a vystupovat postupným zúžením (viz obrázek 5.4).



Obr. 5.4 Geometrie vstupu a) a výstupu b) do a z MP [4]

Výpočtové vztahy sloužící k určení tlakové ztráty vzniklé takovýmto vstupem a výstupem jsou dle [4]:

Zúžení MP pro $\Theta < 45^\circ$

pro

$Re < 2500$

$$\xi_i = 1,6 \cdot \left(1,2 + \frac{160}{Re}\right) \cdot \left(\frac{1}{\beta^4} - 1\right) \cdot \sin \frac{\theta}{2} \quad (5.50)$$

pro

$Re > 2500$

$$\xi_i = 1,6 \cdot (0,6 + 1,92 \cdot \lambda_f) \cdot \left(\frac{1 - \beta^2}{\beta^4}\right) \cdot \sin \frac{\theta}{2} \quad (5.51)$$

Zúžení MP pro $\Theta > 45^\circ$

pro

$Re < 2500$

$$\xi_i = \left(1,2 + \frac{160}{Re}\right) \cdot \left(\frac{1}{\beta^4} - 1\right) \cdot \left(\sin \frac{\theta}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (5.52)$$

pro

$Re > 2500$

$$\xi_i = (0,6 + 0,48 \cdot \lambda_f) \cdot \left(\frac{1 - \beta^2}{\beta^4}\right) \cdot \left(\sin \frac{\theta}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (5.53)$$

Rozšíření MP pro $\Theta < 45^\circ$

pro

$$Re < 4000$$

$$\xi_i = 5,2 \cdot (1 - \beta^4) \cdot \sin \frac{\theta}{2} \quad (5.54)$$

pro

$$Re > 4000$$

$$\xi_i = 2,6 \cdot (1 + 3,2 \cdot \lambda_f) \cdot (1 - \beta^2)^2 \cdot \sin \frac{\theta}{2} \quad (5.55)$$

Rozšíření MP pro $\Theta > 45^\circ$

pro

$$Re < 4000$$

$$\xi_i = 2 \cdot (1 - \beta^4) \quad (5.56)$$

pro

$$Re > 4000$$

$$\xi_i = (1 + 3,2 \cdot \lambda_f) \cdot (1 - \beta^2)^2 \quad (5.57)$$

kde

ξ_i ... součinitel místního odporu, [-]

Re ... Reynoldsovo číslo, [-]

β ... korekční koeficient, [-]

Θ ... úhel zkosení, [°]

λ_f ... součinitel tření, [-]

Korekční koeficient β je počítán ze vztahu [4]:

$$\beta = 2 \cdot \frac{d_{iz}}{D_{ir} \cdot u^2} \quad (5.58)$$

kde

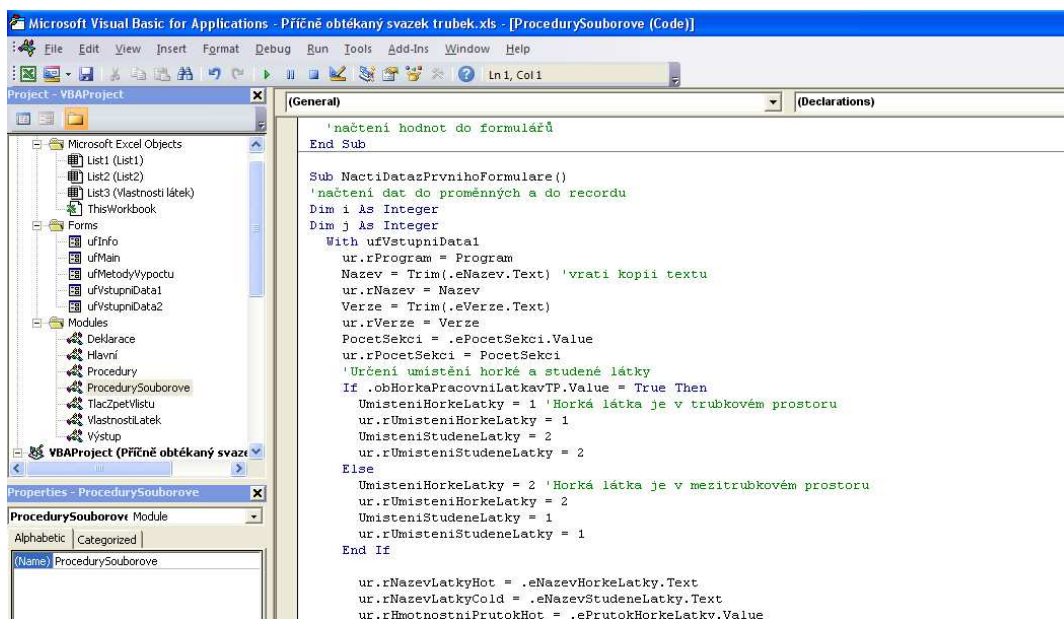
d_{iz} ... vnitřní průměr zúžení, [m]

D_{ir} ... vnitřní průměr rozšíření, [m]

u ... rychlost proudění média, [m·s⁻¹]

6 VYVÍJENÁ VÝPOČTOVÁ APLIKACE

K vytvoření výpočtové aplikace byl vybrán software MS Excel a jeho nadstavba VBA (Visual Basic for Applications). Jedná se o nadstavbu, která umožňuje rozšířit možnosti tabulkového procesoru o vlastní funkce, procedury a formuláře (viz obrázek 6.1). Nesporná výhoda tohoto nástroje je jeho dostupnost. K vytváření zdrojového kódu je dostačující výše zmíněný tabulkový procesor Excel, který se v dnešní době nachází na drtivé většině pracovních stanic.



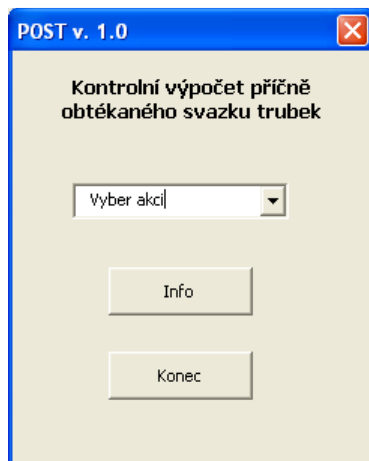
Obr. 6.1 Visual Basic for Applications

6.1 Popis aplikace POST v. 1.0

Aplikace POST v. 1.0, vyvíjená na ÚPEI, byla vytvořena ke kontrolním výpočtům výměníku tepla s příčně obtékaným svazkem trubek. Zdrojový kód vyvíjené aplikace je nyní tvořen přibližně 2500 řádky, což vypovídá o její robustnosti a poměrné složitosti.

Hlavním požadavkem při vývoji této aplikace byla její univerzálnost z hlediska možnosti uživatelské definice jednotlivých metod řešení při výpočtech a možností modifikovat aplikaci v případě nestandardního řešení výměníku. Aplikace je tvořena několika základními okny, ve kterých jsou nastaveny konkrétní parametry pro výpočet výměníku tepla.

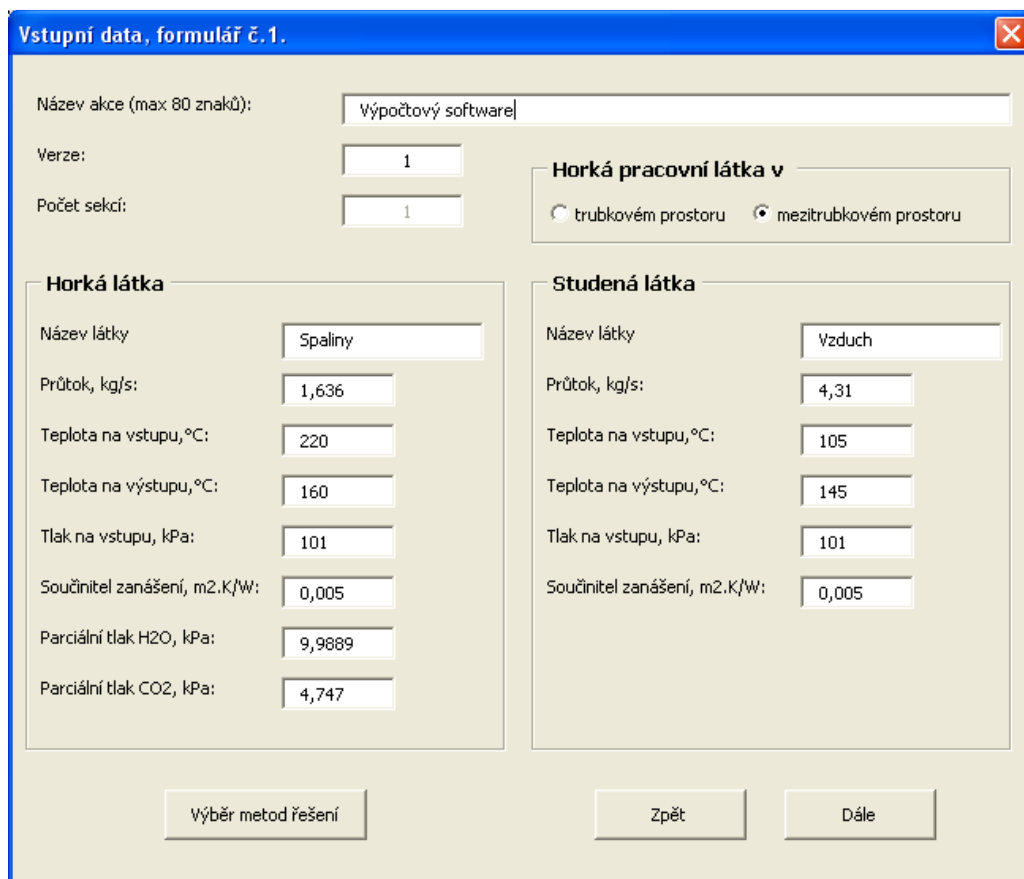
V úvodním formuláři (viz obrázek 6.2) je volena z rozbalovacího menu buďto funkce spuštění nového výpočtu, nebo funkce načtení dříve uložených dat ze souboru. Dalšími možnými volbami jsou tlačítka *Info* a *Konec*. První zakomponované tlačítko *Info* má funkci zobrazení stručného popisu programu tak, aby bylo na začátku uživateli zřejmé, k čemu je aplikace určena a kým byl vytvořen, včetně e-mailů pro možnost kontaktování. Druhé tlačítko ukončuje běh této aplikace. Z náhledu obrázku 6.1 je patrné, že grafické rozhraní programu je uživatelsky intuitivní a jednoduché.



Obr. 6.2 Startovní okno programu POST v. 1.0

Do následujícího formuláře zobrazeném na obrázku 6.3 jsou zadávány vstupní procesní data pro horkou i chladnou pracovní látku. Jedná se o jednotlivé hmotnostní průtoky médií, vstupní teplotu v TP a MP, tlaky na vstupu do výměníku i vliv zanášení, který nesmí být při výpočtu opomenut. Uživatel dále určuje, zda se horká pracovní látka nachází v trubkovém či mezitrubkovém prostoru. Názvy pracovních látek mají čistě informativní charakter při zadávání dat a při orientaci ve výsledkovém archu. Konkrétní vlastnosti látek nutné pro výpočty jsou definovány na úrovni zdrojového kódu. Položka názvu akce je automaticky použita jako jméno při ukládání dat do souboru s možností její libovolné změny dle požadavků. Výpočet je zatím umožněn pouze pro jednu sekci, a to z důvodu nedostatku času a složitosti algoritmu.

Aplikace je navržena tak, aby kontrolovala, zda jsou do formulářů zadávána korektní data. Uživateli tímto není umožněno zadat omylem textový řetězec do pole určeného pro číselné hodnoty.



Vstupní data, formulář č.1.

Název akce (max 80 znaků): Výpočtový software

Verze: 1

Počet sekcí: 1

Horká pracovní látka v

☐ trubkovém prostoru ☒ mezitrubkovém prostoru

Horká látka

Název látky: Spaliny

Průtok, kg/s: 1,636

Teplota na vstupu, °C: 220

Teplota na výstupu, °C: 160

Tlak na vstupu, kPa: 101

Součinitel zanášení, m².K/W: 0,005

Parciální tlak H₂O, kPa: 9,9889

Parciální tlak CO₂, kPa: 4,747

Studená látka

Název látky: Vzduch

Průtok, kg/s: 4,31

Teplota na vstupu, °C: 105

Teplota na výstupu, °C: 145

Tlak na vstupu, kPa: 101

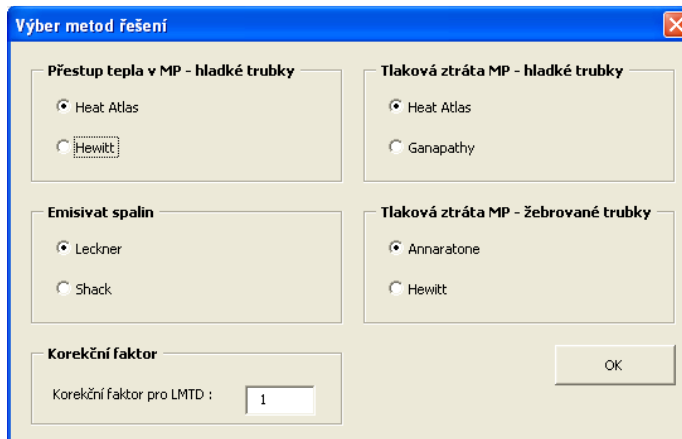
Součinitel zanášení, m².K/W: 0,005

Výběr metod řešení Zpět Dále

Obr. 6.3 Formulář č. 1 pro zadání vstupních hodnot

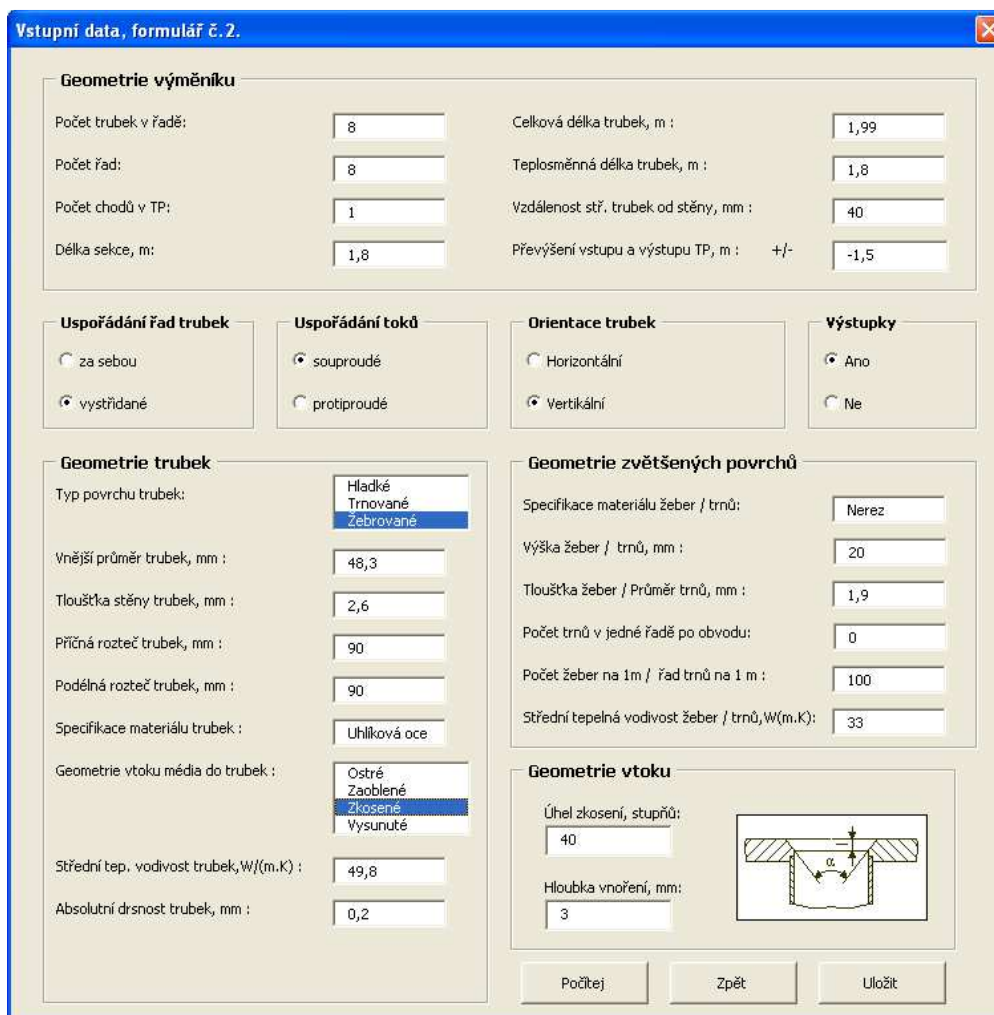
Na formuláři č.1 (viz obrázek 6.3) je umístěno tlačítko, které po kliknutí zobrazí nabídku s možnostmi nastavení výpočtových metod. Lze zvolit metodu pro výpočet přestupu tepla a tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru s hladkým povrchem trubky, metodu pro určení emisivity plynu a metodu pro určení tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru jak u hladkých, tak i žebrovaných trubek. Metoda výpočtu přestupu tepla pro vysoký a nízký profil žeber je automaticky volena podle výsledného poměru výšky žeber a vnějšího průměru trubky. Poslední položkou je zadání korekčního faktoru pro křížový tok, který se používá při výpočtu středního logaritmického teplotního rozdílu.

Tímto je uživateli umožněno volit metody řešení jednotlivých výpočtových částí na základě vlastního uvážení a vybrat typ metody, o kterých uživatel ví, že jsou pro danou aplikaci nejvhodnější.



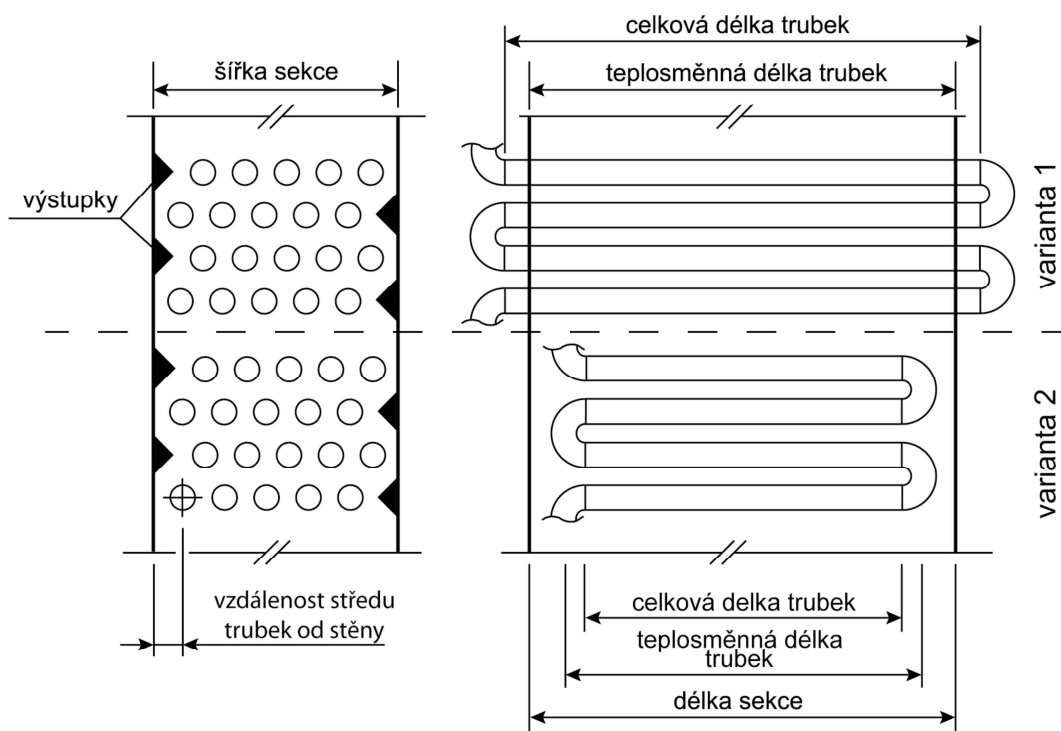
Obr. 6.4 Formulář pro výběr metod řešení

V dalším kroku jsou do formuláře č. 2 (viz obrázek 6.5) zadávány vstupní informace nutné pro výpočet týkající se geometrických parametrů sekce. Data jsou uskupena do několika celků.



Obr. 6.5 Formulář č. 2 pro zadání vstupních hodnot

První část se zaměřuje na geometrii výměňkového bloku. Jedná se o informace týkající se množství trubek v řadě a celkový počet řad v trubkovém svazku. Dále pak počet chodů v trubkovém prostoru, který je podstatný z hlediska výsledných tlakových ztrát, kdy aplikace zohledňuje tlakovou ztrátu v kolenech vlivem změny směru toku. Uživatelem je volena pouze délka sekce, přičemž šířka sekce je automaticky dopočítána ze zbývajících geometrie trubkového svazku. V tomto bodě je nutné rozlišovat dvě varianty uspořádání svazku v sekci (viz obrázek 6.6).



Obr. 6.6 Geometrie sekce výměníku

První varianta znázorňuje trubkový svazek, který prochází stěnou sekce ve všech řadách. Celková délka trubek v tomto případě označuje podélný rozměr rovné části trubky od vstupu z distributoru (kolene) po výtok do kolektoru (kolene) viz obrázek 6.6 varianta 1. Teplosměnná délka označuje pouze úsek trubky, který přichází do kontaktu s médiem v mezitrubkovém prostoru a zúčastňuje se tak aktivně výměny tepla mezi jednotlivými médii. V tomto případě, tedy u varianty 1, má délka sekce a teplosměnná délka trubek shodnou velikost. Pokud uvažujeme variantu 2, kdy se celý trubkový svazek nachází uvnitř sekce, je uspořádání následující. Přes stěnu sekce prochází pouze vstup a výstup z trubkového svazku. Celková délka trubek v řadě je určena od ohybu k ohybu. Teplosměnná délka je rovna celkové délce trubek plus vzdálenost ke středu ohybu v obou směrech.

Předposledním parametrem je vzdálenost středu trubek od stěny výměníku, která se podílí na výpočtech průtočného průřezu v mezitrubkovém prostoru. Poslední formulářové okno v této části určuje převýšení vstupu a výstupu TP. Tato položka je zobrazena pouze při variantě vertikálního vícechodého uspořádání svazku, kdy ze zvolených parametrů nelze jednoznačně stanovit, zda se bude jednat o kladnou, zápornou nebo nulovou hodnotu převýšení vstupu a výstupu v trubkovém prostoru.

Z hlediska uspořádání lze nastavit, zda se jedná o uspořádání trubek za sebou nebo vystřídání, což se projevuje zejména na velikosti tlakových ztrát a přestupu tepla. Pro určení smyslu toku média v trubkovém prostoru vůči protékajícímu médiu v mezitrubkovém prostoru slouží položka výběru souproutého nebo protiproutého uspořádání toku. Ačkoliv se jedná o příčné obtékání trubkového svazku, nastává při vícechodém režimu v trubkovém prostoru částečný souprout či protiprout. Ten je určující z pohledu tepelných výpočtů, konkrétně při určení středního teplotního logaritmického rozdílu. V části výběru orientace trubek lze volit, zda se jedná o vertikální či horizontální uspořádání. Další možností výběru je položka použití výstupků. Výstupky nacházejí uplatnění v souvislosti s použitím vystřídání uspořádání řad trubek. Jedná se o eliminaci volného prostoru na stěně sekce, který vyplývá právě z daného typu uspořádání (viz obrázek 6.6). Má tak vliv na výpočet průtočného průřezu.

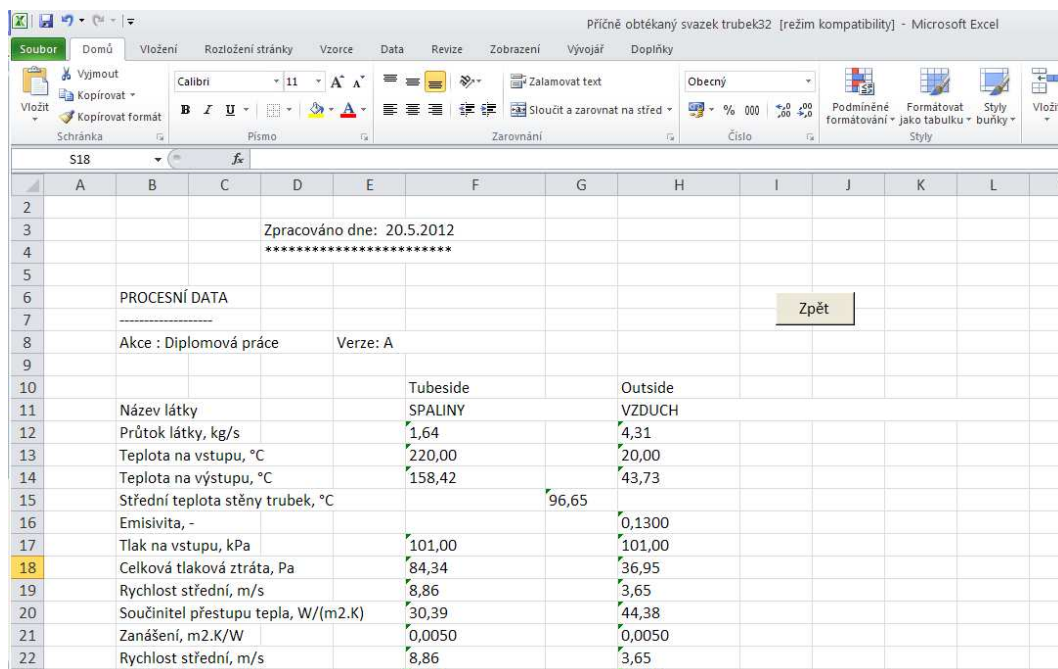
V další části formuláře je volena geometrie trubek. Jsou zde definovány základní rozměry trubek v podobě vnějšího průměru a tloušťky stěny, vnitřní průměr je z těchto údajů programem automaticky dopočítán. Dále pak je definována podélná a příčná rozteč s automatickým výpočtem diagonální rozteče v případě volby vystřídání uspořádání. Z důvodu absence databáze materiálů trubek je do formuláře zadáván i údaj o střední tepelné vodivosti trubek a absolutní drsnosti povrchu. Položka specifikace materiálu trubek má pouze informativní charakter. V části geometrie trubek jsou zakomponována dvě výběrová pole.

První z nich definuje typ povrchu s možností výběru hladkých, trnovaných nebo žebrovaných trubek. V případě volby hladkého povrchu trubek je ve formuláři skryta část „*Geometrie zvětšených povrchů*“, což zlepšuje přehlednost a umožňuje definovat pouze položky, které jsou pro výpočet nezbytně nutné. Volba žebrovaných a trnovaných trubek vyžaduje zadání doplňujících informací v části *Geometrie zvětšených povrchů*. Zde je definována výška a tloušťka žeber (trnů), počet žeber (řad trnů) na jeden metr délky trubky, případně počet trnů v jedné řadě po obvodu. Z hlediska materiálových vlastností je zde zadáván údaj o střední tepelné vodivosti žeber (trnů) a specifikace názvu materiálu těchto zvětšených povrchů.

Druhé výběrové pole nabízí seznam typů vtoků média do trubek. Ve výpočtech se tento prvek projeví zvýšením tlakové ztráty při vtoku média do trubkového prostoru. K nalezení součinitele místního odporu z tabulkových hodnot dle literatury [15] byla do aplikace naprogramována bilineární interpolace, která umožňuje nalezení přesné hodnoty na základě údajů z dvourozměrného datového pole. Zvolit lze ostrý, zaoblený, zkosený nebo vysunutý vstup do trubek. Jednotlivé volby jsou doprovázeny grafickým zobrazením konkrétních vstupů nacházejících se v části *Geometrie vtoku*. Položky zaobleného, zkoseného a vysunutého vtoku vyžadují zadání doplňujících informací v podobě poloměru zaoblení, úhlu zkosení, hloubky vnoření a výšky vysunutí. Pro snadnou orientaci uživatele a pochopení zadávaných parametrů slouží zobrazovaná schémata se zaznačením požadovaných údajů. Pro srovnání, komerční výpočtový program HTRI nedisponuje částí zadávání geometrie vtoku média do trubek. Tím se stává vyvíjená aplikace VBA v této části propracovanější.

Před finálním zadáním výpočtu má uživatel možnost uložit zapsané parametry ze všech formulářů do souboru tak, jak je to běžné i u jiných výpočtových softwarů. Při spuštění aplikace je tak umožněno načtení již jednou zadaných konkrétních hodnot. Data jsou uložena do souboru ve formátu typu *.dat s požadovaným názvem souboru a umístěním na diskovém úložišti počítače. Zaznamenávají se jak konkrétní číselné hodnoty, tak i volby zatržovacích (výběrových) nebo textových polí. Standardem je návrat k předchozím formulářům k případné korekci pomocí tlačítka zpět.

Po zadání výpočtového procesu jsou výsledky prezentovány formou tabulkového výstupu s možností návratu do zadávacích formulářů (viz obrázek 6.7). Tím je umožněna případná změna vstupních hodnot nebo zadání nové výpočtové úlohy bez nutnosti aplikaci znovu spouštět.



| | A | B | C | D | E | F | G | H | I | J | K | L | M |
|----|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 2 | | | | | | | | | | | | | |
| 3 | | | | | | | | | | | | | |
| 4 | | | | | | | | | | | | | |
| 5 | | | | | | | | | | | | | |
| 6 | | | | | | | | | | | | | |
| 7 | | | | | | | | | | | | | |
| 8 | | | | | | | | | | | | | |
| 9 | | | | | | | | | | | | | |
| 10 | | | | | | | | | | | | | |
| 11 | | | | | | | | | | | | | |
| 12 | | | | | | | | | | | | | |
| 13 | | | | | | | | | | | | | |
| 14 | | | | | | | | | | | | | |
| 15 | | | | | | | | | | | | | |
| 16 | | | | | | | | | | | | | |
| 17 | | | | | | | | | | | | | |
| 18 | | | | | | | | | | | | | |
| 19 | | | | | | | | | | | | | |
| 20 | | | | | | | | | | | | | |
| 21 | | | | | | | | | | | | | |
| 22 | | | | | | | | | | | | | |

Obr. 6.7 Výpis výsledků

Do výpočtových metod, které jsou použity v aplikaci, je zahrnuto jisté zjednodušení z důvodu použitelnosti výpočtových vztahů. Jedná se o předpoklad rovnoměrného rozdělení média vstupujícího z distributoru do trubek, dále pak uvažujeme jednofázové proudění médií celým aparátem, rovnoměrný tok i teplotu spalin po celém průřezu a také ideální vyrovnávání teplot i tlaků v distributorech a kolektorech.

Aplikace je zároveň ošetřena z hlediska logické kontroly správnosti zadaných vstupních dat a zpětnou reakcí při chybném zadání. Signifikátorem je zobrazení informačních oken, která popisují konkrétní typ problému. Jedná se například o dělitelnost počtu řad trubek počtem chodů, teploty médií při definování horké pracovní látky a také upozornění při překročení rozsahu použitelnosti u některých z metod.

Procedury (funkce), které jsou obsaženy ve výpočtovém programu, lze rozdělit do několika skupin. Jedná se o skupinu systémových procedur sloužící například k ukládání a načítání dat ze souboru, načítání formulářových dat do proměnných aj. Další skupina procedur je tzv. pomocná, nachází se zde algoritmy lineární a bilineární interpolace, procedura povolující zapsat do příslušných polí pouze číselné informace aj. Třetí hlavní skupinou je skupina výpočtových procedur. Do této kategorie spadají veškeré výpočtové metody a postupy, s nimiž aplikace operuje. Několik výpočtových metod pro tepelné a hydraulické výpočty lze při zadávání vstupních hodnot libovolně volit, čímž se aplikace stává variabilnější z pohledu uživatele.

6.2 Ověření funkčnosti aplikace

Ověření funkčnosti aplikace POST v. 1.0 bylo zjišťováno porovnáním výsledků získaných vytvořenou aplikací s výsledky získanými pomocí profesionálního výpočtového programu HTRI. Jako kontrolní příklad slouží zadání konkrétní praktické úlohy návrhu ohřevu vzduchu na požadovanou výstupní teplotu.

6.2.1 Zadání úlohy

Pomocí aplikace POST v. 1.0 navrhnete výměník tepla s příčně obtékaným svazkem trubek, jehož vstupní parametry jsou uvedeny v tabulce 6.1. Jedná se o příčně obtékaný svazek trubek, kdy v mezitrubkovém prostoru proudí vzduch o vstupní teplotě 20 °C a tlaku 101 kPa. V trubkovém prostoru proudí spaliny o vstupní teplotě 220 °C a tlaku 101 kPa. Dispoziční omezení výměníku tepla je půdorysně 2,5 x 2,5 metru. Je požadováno ohřátí vzduchu spaliny na výstupní teplotu 42 °C. Výpočet proveďte pro dvě varianty zadání A a B. U varianty A budou použity trubky s hladkým povrchem a u varianty B trubky s žebrovaným povrchem. Výpočet zároveň proveďte ve výpočtovém programu HTRI a výsledky navzájem porovnejte.

Tab. 6.1 Vstupní procesní data

| Procesní data | Varianta A i B | |
|----------------------------|----------------|---------|
| Pracovní látka: | horká | studená |
| Typ látky: | spaliny | vzduch |
| Umístění pracovních látek: | TP | MP |
| Průtok látky [kg/s]: | 1,64 | 4,31 |
| Vstupní teplota [°C]: | 220 | 20 |
| Výstupní teplota [°C]: | - | 42 |
| Vstupní tlak [kPa]: | 101 | 101 |

6.2.2 Obdržené výsledky

V následujících tabulkách jsou přehledně znázorněny výsledky výpočtů pomocí aplikace POST v. 1.0 a výsledky získané pomocí profesionálního programu HTRI pro obě varianty zadání.

Pro výpočet byly vybrány trubky o vnějším průměru 48,3 mm a tloušťce stěny 2,6 mm. Zvolená geometrie žeber je uvedena v tabulce 6.3.

Tab. 6.2 *Výsledná geometrie*

| Vstupní geometrie | Varianta A | Varianta B |
|--|---------------|---------------|
| Počet sekcí: | 1 | 1 |
| Uspořádání řad trubek: | za sebou | vystřídané |
| Uspořádání toku: | souproud | souproud |
| Orientace trubek: | horizontální | horizontální |
| Výstupky: | ne | ano |
| Počet trubek v řadě: | 14 | 8 |
| Počet řad: | 11 | 8 |
| Počet chodů v TP: | 1 | 1 |
| Délka kanálu [m]: | 1,8 | 1,8 |
| Šířka kanálu [m]: | 1,25 | 0,71 |
| Výška výměníku [m]: | 1,08 | 0,72 |
| Celková délka trubek [m]: | 1,99 | 1,99 |
| Teplosměnná délka trubek [m]: | 1,8 | 1,8 |
| Vnější průměr trubek [mm]: | 48,3 | 48,3 |
| Tloušťka stěny trubek [mm]: | 2,6 | 2,6 |
| Příčná rozteč trubek [mm]: | 90 | 90 |
| Podélná rozteč trubek [mm]: | 90 | 90 |
| Materiál trubek: | uhlíková ocel | uhlíková ocel |
| Střední tepelná vodivost trubek [W/(m.K)]: | 49,8 | 49,8 |
| Absolutní drsnost trubek [mm]: | 0,2 | 0,2 |

Tab. 6.3 *Geometrie zvětšených povrchů*

| Geometrie zvětšených povrchů | Varianta A | Varianta B |
|---|------------|---------------|
| Materiál žeber: | - | Nerezová ocel |
| Výška žeber [mm]: | - | 20 |
| Tloušťka žeber [mm]: | - | 1,9 |
| Počet žeber na 1m: | - | 100 |
| Střední tepelná vodivost žeber [W/(m.K)]: | - | 33 |

Tab. 6.4 Výsledky výpočtu výměníku s příčně obtékaným svazkem trubek

| Výsledky | VBA Excel | | HTRI | |
|---|------------------|--------------------|------------------|--------------------|
| | Horká látka (TP) | Studená látka (MP) | Horká látka (TP) | Studená látka (MP) |
| Varianta | A / B | A / B | A / B | A / B |
| Typ látky | spaliny | vzduch | spaliny | vzduch |
| Výstupní teplota [°C]: | 158,4 / 162,41 | 43,7 / 42,25 | 163,5 / 163,5 | 42,04 / 42,06 |
| Tlaková ztráta [Pa]: | 84 / 547 | 37 / 171 | 274 / 678 | 31 / 204 |
| Souč. přestupu tepla [W/(m ² .K)]: | 30,4 / 64,6 | 44,4 / 39,8 | 30,1 / 64,6 | 45,7 / 43,4 |
| Střední rychlost [m/s]: | 8,86 / 23,4 | 3,65 / 6,47 | 8,86 / 23,29 | 3,91 / 8,17 |
| Souč. prostupu tepla clean [W/(m ² .K)]: | 16,8 / 6,8 | | 16,9 / 7,1 | |
| Souč. prostupu tepla dirty [W/(m ² .K)]: | 14,3 / 5,3 | | 14,3 / 5,4 | |
| EMTD [°C]: | 156,6 / 159,4 | | 159,0 / 159,0 | |
| Tepelný výkon [kW]: | 102,6 / 96,2 | | 96,0 / 96,0 | |

6.2.3 Zhodnocení získaných výsledků

Při porovnání obou variant výsledků simulace (viz tabulka 6.4) je patrné, že hodnoty získané pomocí aplikace POST v. 1.0 a programu HTRI jsou téměř shodné. Drobné rozdíly jsou způsobeny rozdílnými výpočtovými vztahy a jistá odchylka je také zapříčiněna výpočtem vlastností látek, které jsou u vyvíjené aplikace závislé pouze na teplotě, kdežto v programu HTRI na teplotě a tlaku. Výraznější rozdíl je ve výsledcích tlakových ztrát v trubkovém prostoru. Jak se ukázalo podrobnou analýzou výsledků získaných programem HTRI, tak tento program nepočítá tlakovou ztrátu v ohybech, ale místo toho počítá vždy výstup z trubek a vstup do trubek.

K dosažení požadované výstupní teploty 42 °C ohřívaného vzduchu na rozdíl od varianty A byla použita změna geometrie v podobě trubek opatřených žebrováním (varianta B). Tímto krokem se docílilo redukce počtu trubek v jednotlivých řadách a počtu řad trubek (viz tabulka 6.2). Konečným efektem je zmenšení celkových rozměrů výměníkového bloku, což se projeví úsporou materiálu a tím pádem i možným snížením investičních nákladů (závisí na ceně žebrovaných trubek).

7 ZÁVĚR

Cílem práce bylo získat ucelený náhled na problematiku týkající se výpočtu výměníku tepla s příčně obtékaným svazkem trubek. Byl sepsán souhrn informací, který se v první části zabývá obecně známými výpočtovými vztahy a podrobným popisem tohoto typu výměníku tepla. Druhá a mnohem rozsáhlejší část je zaměřena na výčet metod, týkajících se tepelných a hydraulických výpočtů tohoto typu výměníku. Na základě výše zmíněných faktů byla vytvořena aplikace POST v. 1.0. Aplikace umožňuje kontrolní výpočet výměníku tepla s příčně obtékaným svazkem trubek. Výsledkem jsou zejména výstupní teploty médií, povrchové teploty a tlakové ztráty. Obsahem praktické části je také zhodnocení výsledků získaných porovnáním s komerčně dodávaným výpočtovým programem HTRI. Na základě těchto výsledků lze konstatovat, že vyvíjená aplikace splnila požadavky v přijatelné míře požadované přesnosti. Aplikaci lze navíc modifikovat dle aktuálních potřeb a požadavků zadání geometrie výměníku.

Vyvíjená aplikace POST v. 1.0 skýtá mnoho možností pro její další rozšíření. Může se jednat například o doplnění databáze vlastností látek, geometrické a materiálové vlastnosti trubek a žebek, výpočet kondenzace a varu média nebo o možnost provádět výpočet po jednotlivých řadách. Dále pak lze doplnit grafický výběr rozdílu výšky vstupu a výstupu média v trubkovém prostoru u varianty vertikální orientace, kde je nyní nutné uživatelem ručně zadávat kladné či záporné hodnoty této veličiny s ohledem na požadované uspořádání. Chybět by neměla ani podrobná nápověda v podobě manuálu či informačních bublin při najetí myši na příslušnou položku ve formuláři. Formu nápovědy v současné chvíli plně nahrazuje tato diplomová práce. Program lze také dovybavit funkcí vícesekčního rozdělení a možností definovat různou šířku a vzdálenosti mezi jednotlivými sekcemi, popřípadě volbou rozdílných vlastností médií v těchto sekcích. Je nutné podotknout, že zmíněnými funkcemi komerční výpočtový software HTRI rovněž nedisponuje. V tomto ohledu má aplikace vysoký potenciál pro svůj další vývoj a zdokonalování.

LITERATURA

- [1] STEHLÍK, P.; KOHOUTEK, J.; NĚMČANSKÝ, J.: *Tepelné pochody - Výpočet výměníku tepla*, 1. vyd., Brno, VUT Brno, 1991. 129 s.
- [2] ANNARATONE, D.: *Steam Generators – Description and Design*, Springer, Italy, Springer, 2008. 427 s. ISBN 978-3-540-77715-1.
- [3] BLEVINS, R.D.: *Applied Fluid Dynamics Handbook*, Krieger Pub., 2003. 558 s. ISSN 978-1-575-24182-1.
- [4] DARBY, R.: *Chemical Engineering Fluid Mechanics*, 1st Edition, Marcel Dekker, 2001. 559 s. ISBN 978-0-824-70444-5.
- [5] COKER, A. K.: *Ludwig's Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants*, Volume 1 (4th Edition), Elsevier Inc., 2007. 996 s. ISBN 978-0-7506-7766-0.
- [6] JEGLA, Z., KILKOVSKÝ, B., ODSTRČIL, M., KOHOUTEK, J.: *Kontrolní tepelně-hydraulické výpočty výměníku „OPVS“ pro ohřev parovzduchové směsi pomocí vyvinutého výpočtového modelu*, Výzkumná zpráva NPV2-V005-10-02, 2010. 51 s.
- [7] ANNARATONE, D.: *Engineering Heat Transfer*, 1st Edition, Italy, Springer, 2010. 329 s. ISBN 978-3-642-03932-4.
- [8] VDI-Wärmeatlas, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006. 1500 s. ISBN 978-3-540-25504-8
- [9] GANAPATHY, V.: *Waste Heat Boiler Deskbook*, 1st edition, The Fairmont Press, 1991. 399 s. ISBN 978-0-881-73122-4.
- [10] HEWITT, G.F.: *Process Heat Transfer*, New York: Fairmon Press, Inc., 1992. 399 s. ISBN 0-88173-122-6.
- [11] HEWITT, G.F., (ed),: *Heat exchanger Design Handbook*, New York, Begell House, Inc., , 1998. 600 s. ISBN 978-1-567-00096-2.
- [12] AOE. [online]. [cit. 2012-3-8]. Dostupné z:
<http://www.dept.aoe.vt.edu/~jschetz/fluidnature/unit07/unit7f.html>
- [13] API STANDARD 530 „*Calculation of Hater-tube thickness in Petroleum Refineries*“, 5th Edition, Washington, 2003. 138 s.
- [14] HOLEČEK, O., ŠNITA, D.: *Sdílení tepla*. [online]. [cit. 2012-3-20]. Dostupné z:
<http://www.vscht.cz/uchi/ped/chi/chi.ii.ulohy.k11.sdileni.tepla.pdf>
- [15] IDELČIK, I.E.: *Spravočnik po gidravličeskim soprotivlenijam*. 3. vyd., Moskva, 1992. 672 s.
- [16] FARKAČ, M.: *Aplikace VBA (Visual Basic for Application) a Maplena na problémy procesního inženýrství*, Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 70 .s
- [17] LIENHARD, J.H. IV, LIENHARD, J.H. V: *A Heat Transfer Handbook*, 3rd. Edition, , USA Massachusets, Phlogiston Press, 2006.
- [18] LECKNER, B.: *Spectral and Total Emissivity of Water Vaporand Carbon Dioxide, Combust.Flame*, 1972.

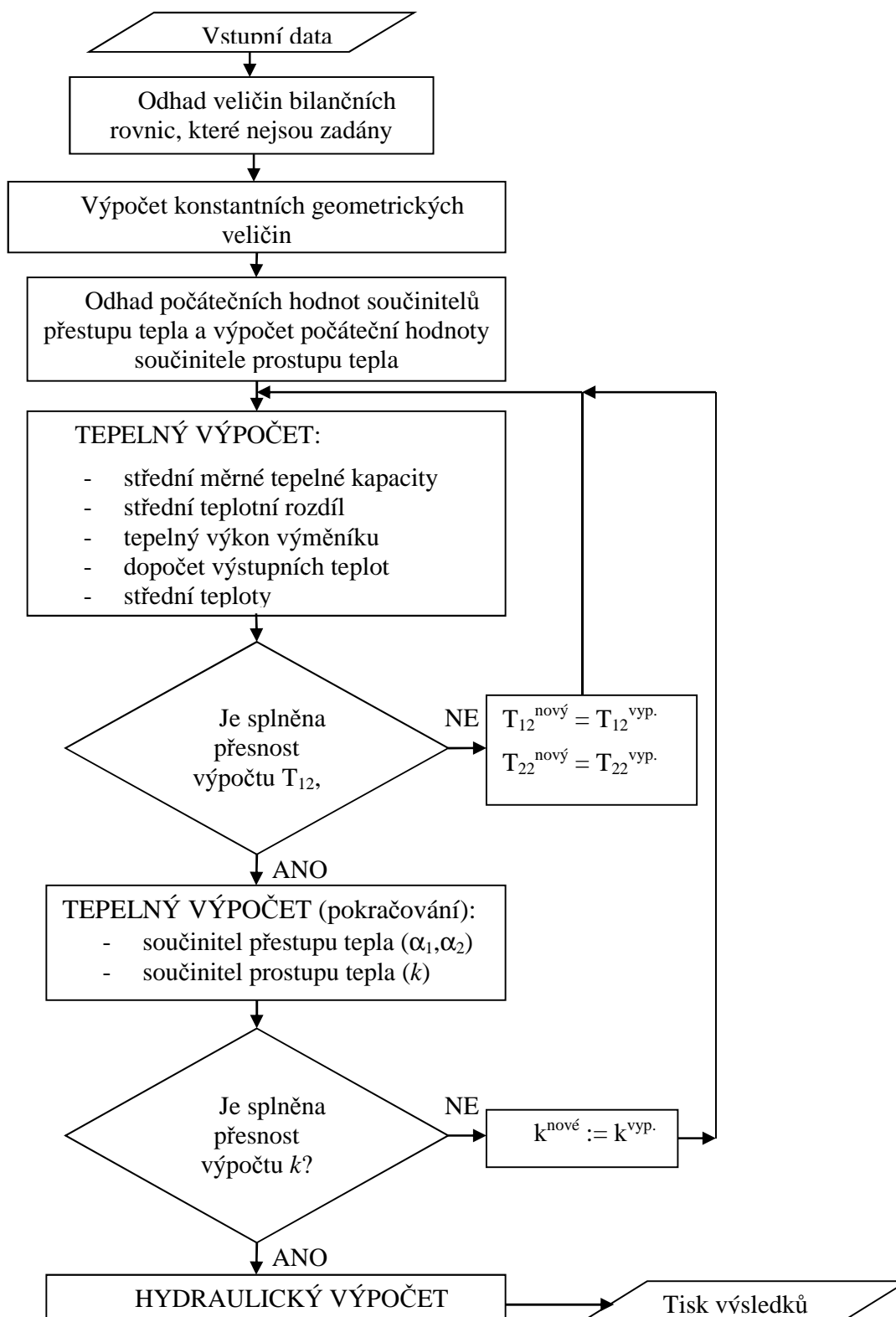
- [19] BEJAN, A., KRAUS, A.D.: *Heat transfer handbook*, Wiley, 2003. 1479 s. ISBN 978-0-471-39015-2.
- [20] MODEST, M.F.: *Radiative heat transfer*, USA, Academic Press, , 2nd Edition, 2003. 822 s. ISBN 978-0-125-03163-9.
- [21] KOTÍŠEK, J., ROD, V.: *Trubkové pece v chemickém průmyslu*, 1. vyd., Praha, SNTL, 1961. 142 s.
- [22] WIMPRESS, R.N.: *Rating a Fired Heater Simply Involves a Heat Balance, Hydrocarbon Processing and Petroleum Refinery, Houston USA*
- [23] HEATCO. *The Heating Solution*. [online]. [cit. 2012-4-20]. Dostupné z: <http://www.heatco.us/Website/Hidden/HFUnits/HEHFSelectionPage/tabid/13743/Default.aspx>
- [24] BRAZETEK. *Heat Exchanger*. [online]. [cit. 2012-3-15]. Dostupné z: <http://www.brazetek.com/water-to-air-heat-exchangers>
- [25] THERMOWEL INDUSTRIES. [online]. [cit. 2012-5-3]. Dostupné z: http://thermowellind.tradeindia.com/Exporters_Suppliers/Exporter35801.776887/Finned-Tube-Heat-Exchanger.html
- [26] OCHRANA, L.: *Kotle a výměníky tepla*, Brno, Akademické nakladatelství CERM, 2004. 85 s. ISBN 80-214-2847-3.
- [27] PROZESSTECHNIK ONLINE. [online]. [cit. 2012-3-1]. Dostupné z: <http://www.prozesstechnik-online.de>
- [28] TAAPEX EQUIPMENTS. [online]. [cit. 2012-3-1]. Dostupné z: <http://www.taapex.com/products.php>
- [29] MEDEK, J.: *Hydraulické pochody*, Brno, Akademické nakladatelství CERM, 2004. 339 s. ISBN 80-214-2640-3
- [30] BUDAJ, F.: *Parní kotle – podklady pro tepelný výpočet*, 4. vyd., Brno, VUT Brno, 1992. 200 s.
- [31] KELLER, J.D.: The Manifold Problem, *Journal of Applied Mechanics* (1949), Pittsburgh USA, s 77-79
- [32] SCHREIBEROVÁ, L., HOLEČEK, O.: *Prostup tepla povrchem s žebry*, [online]. [cit. 2012-3-2]. Dostupné z: <http://www.vscht.cz/uchi/ped/labchi/T2.pdf>

SEZNAM PŘÍLOH

- P-1 Vývojový diagram kontrolního výpočtu
- P-2 Vývojový diagram návrhového výpočtu
- P-3 Výsledky aplikace POST varianta A
- P-4 Výsledky aplikace POST varianta B
- P-5 Výsledky programu HTRI varianta A
- P-6 Výsledky programu HTRI varianta B

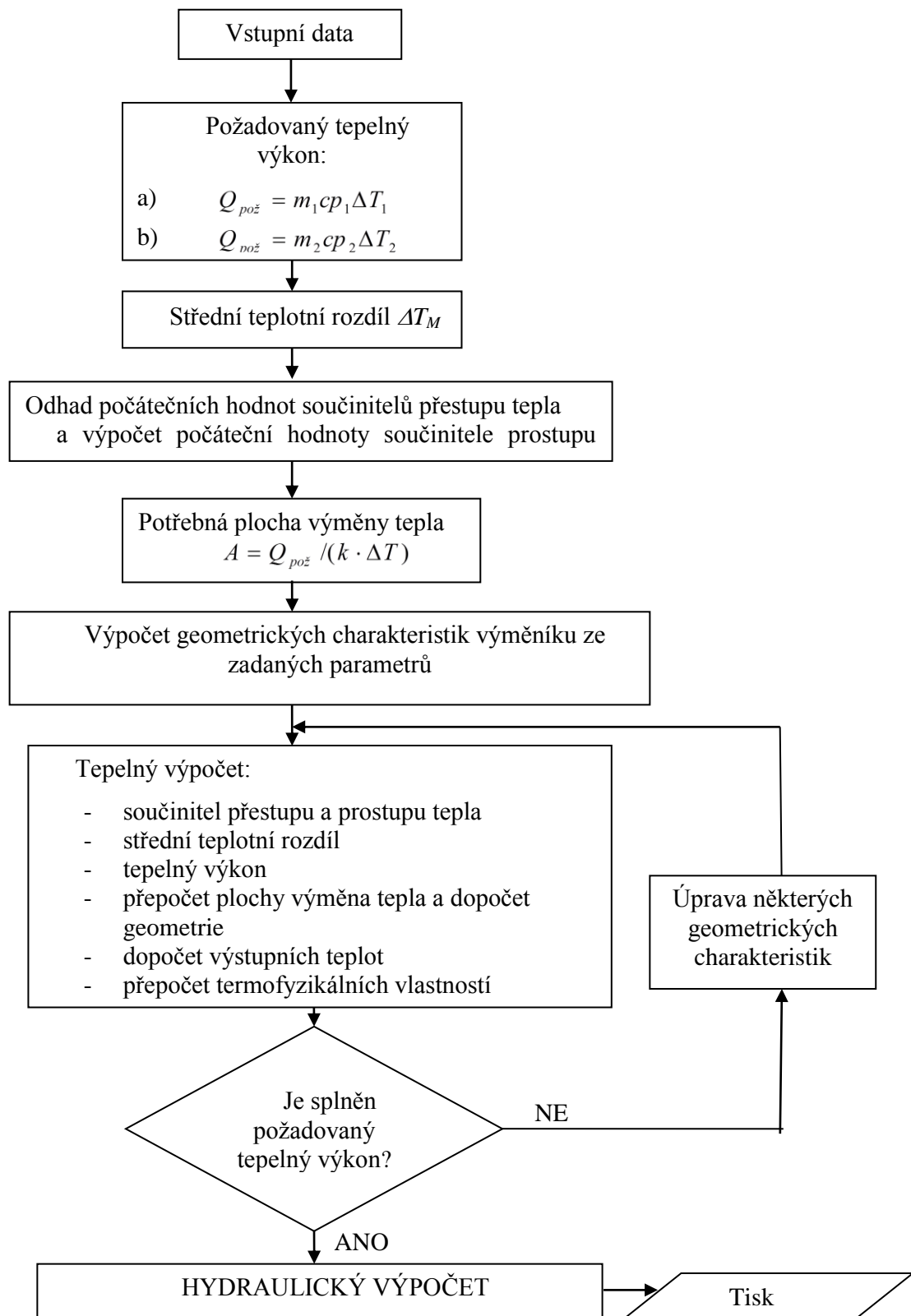
PŘÍLOHY

P-1 Vývojový diagram kontrolního výpočtu



Obr. P-1.1 Vývojový diagram kontrolního výpočtu [1]

P-2 Vývojový diagram návrhového výpočtu



Obr. P-1.2 Vývojový diagram návrhového výpočtu [1]

P-3 Výsledky aplikace POST varianta A

Zpracováno dne: 20.5.2012

PROCESNÍ DATA

Akce : Diplomová práce

Varianta: A

| | Tube side | Outside |
|--|-----------|---------|
| Název látky | SPALINY | VZDUCH |
| Průtok látky, kg/s | 1,64 | 4,31 |
| Teplota na vstupu, °C | 220,00 | 20,00 |
| Teplota na výstupu, °C | 158,42 | 43,73 |
| Střední teplota stěny trubek, °C | | 96,65 |
| Emisivita, - | | 0,1300 |
| Tlak na vstupu, kPa | 101,00 | 101,00 |
| Celková tlaková ztráta, Pa | 84,34 | 36,95 |
| Rychlost střední, m/s | 8,86 | 3,65 |
| Součinitel přestupu tepla, W/(m ² .K) | 30,39 | 44,38 |

GEOMETRIE TRUBEK

| | |
|--|---------------|
| Vnější průměr trubek, mm | 48,3 |
| Vnitřní průměr trubek, mm | 43,1 |
| Tloušťka stěn trubek, mm | 2,6 |
| Ohřevná délka trubek, m | 1,8 |
| Celková délka trubek, m | 1,99 |
| Rozteč trubek příčná, m | 0,09 |
| Rozteč trubek podélná, m | 0,09 |
| Plocha trubek vnitřní, m ² | 40,95 |
| Průtočná plocha trubek, m ² | 0,25 |
| Vnější plocha hl. trubek, m ² | 45,89 |
| Vnější plocha žebr. trubek, m ² | 0,00 |
| Plocha povrchu žeber, m ² | 0,00 |
| Plocha trubky mezi žebry, m ² | 0,00 |
| Vnější plocha trubek celková, m ² | 45,89 |
| Vnitřní plocha trubek, m ² | 40,95 |
| Materiál trubky | Uhlíková ocel |
| Materiál žeber | Není zadáno |

GEOMETRIE KANÁLU

| | |
|-------------------------|------|
| Výška kanálu, m | 1,8 |
| Šířka kanálu, m | 1,25 |
| Šířka sekce, m | 1,25 |
| Výška výměníku, m | 1,08 |
| Počet trubek v řadě, - | 14 |
| Počet řad, - | 12 |
| Celkový počet trubek, - | 168 |
| Počet chodů v TP, - | 1 |

VLASTNOSTI LÁTEK

| | | |
|----------------------------|----------|----------|
| Entalpie, kJ/kg | 165,43 | 6,65 |
| Hustota, kg/m ³ | 0,75 | 1,14 |
| Dynamická viskozita, Pa.s | 0,00003 | 0,00002 |
| Tepelná vodivost, W/(m.K) | 0,037 | 0,026 |
| Tepelná kapacita, J/(kg.K) | 1 018,67 | 1 003,46 |

SOUHRNÁ VÝKONNOSTNÍ DATA

| | |
|---|---------------|
| Souč. prostupu tepla, Clean/Actual, W/(m ² .K) | 16,834/14,285 |
| Tepelný výkon, kW | 102,6322 |
| Střední logaritmický teplotní rozdíl, °C | 156,5809 |

P-4 Výsledky aplikace POST varianta B

Zpracováno dne: 20.5.2012

PROCESNÍ DATA

Akce : Diplomová práce

Varianta: B

| | Tube side | Outside |
|--|-----------|---------|
| Název látky | SPALINY | VZDUCH |
| Průtok látky, kg/s | 1,64 | 4,31 |
| Teplota na vstupu, °C | 220,00 | 20,00 |
| Teplota na výstupu, °C | 162,41 | 42,25 |
| Střední teplota stěny trubek, °C | | 83,80 |
| Emisivita, - | | 0,1037 |
| Tlak na vstupu, kPa | 101,00 | 101,00 |
| Celková tlaková ztráta, Pa | 546,58 | 170,77 |
| Rychlost střední, m/s | 23,40 | 6,47 |
| Součinitel přestupu tepla, W/(m ² .K) | 64,58 | 39,83 |

GEOMETRIE TRUBEK

| | |
|--|---------------|
| Vnější průměr trubek, mm | 48,3 |
| Vnitřní průměr trubek, mm | 43,1 |
| Tloušťka stěn trubek, mm | 2,6 |
| Ohřevná délka trubek, m | 1,8 |
| Celková délka trubek, m | 1,99 |
| Rozteč trubek příčná, m | 0,09 |
| Rozteč trubek podélná, m | 0,09 |
| Plocha trubek vnitřní, m ² | 15,60 |
| Průtočná plocha trubek, m ² | 0,09 |
| Vnější plocha hl. trubek, m ² | 45,89 |
| Vnější plocha žebr. trubek, m ² | 114,99 |
| Plocha povrchu žeber, m ² | 88,15 |
| Plocha trubky mezi žebr, m ² | 26,84 |
| Vnější plocha trubek celková, m ² | 114,99 |
| Vnitřní plocha trubek, m ² | 15,60 |
| Materiál trubky | Uhlíková ocel |
| Materiál žeber | Nerezová ocel |

GEOMETRIE KANÁLU

| | |
|-------------------------|------|
| Výška kanálu, m | 1,8 |
| Šířka kanálu, m | 0,71 |
| Šířka sekce, m | 0,71 |
| Výška výměníku, m | 0,72 |
| Počet trubek v řadě, - | 8 |
| Počet řad, - | 8 |
| Celkový počet trubek, - | 64 |
| Počet chodů v TP, - | 1 |

VLASTNOSTI LÁTEK

| | | |
|----------------------------|----------|----------|
| Entalpie, kJ/kg | 167,47 | 5,91 |
| Hustota, kg/m ³ | 0,75 | 1,15 |
| Dynamická viskozita, Pa.s | 0,00003 | 0,00002 |
| Tepelná vodivost, W/(m.K) | 0,037 | 0,026 |
| Tepelná kapacita, J/(kg.K) | 1 019,01 | 1 003,44 |

SOUHRNÁ VÝKONNOSTNÍ DATA

| | |
|---|-------------|
| Souč. prostupu tepla, Clean/Actual, W/(m ² .K) | 6,796/5,250 |
| Tepelný výkon, kW | 96,2355 |
| Střední logaritmický teplotní rozdíl, °C | 159,4291 |

P-5 Výsledky programu HTRI varianta A

| | | | | | | |
|---|--------------|---|--------------------|-----------------------|-----------|--------------|
| HTRI | | Output Summary | | Page 1 | | |
| | | Released to the following organization: | | | | |
| | | VUT | | | | |
| | | Kilkovsky | | | | |
| Xace E Ver. 6.00 SP1 24.5.2012 8:24 SN: 1600211770 | | | | SI Units | | |
| Simulation-Horizontal economizer cocurrent to crossflow | | | | | | |
| 1 See Data Check Messages Report for Warning Messages. | | | | | | |
| 2 See Runtime Message Report for Warning Messages. | | | | | | |
| Process Conditions | | Outside | | Tubeside | | |
| Fluid name | Vzduch | | | Spaliny | | |
| Fluid condition | | | Sens. Gas | | Sens. Gas | |
| Total flow rate | (kg/s) | | 4.310 | | 1.640 | |
| Weight fraction vapor, In/Out | | 1.000 | 1.000 | 1.000 | 1.000 | |
| Temperature, In/Out | (Deg C) | 20.00 | 42.04 | 220.00 | 163.53 | |
| Skin temperature, Min/Max | (Deg C) | 65.36 | 98.54 | 86.92 | 125.21 | |
| Pressure, Inlet/Outlet | (kPa) | 101.001 | 100.970 | 101.001 | 100.728 | |
| Pressure drop, Total/Allow | (kPa) (kPa) | 0.031 | 0.000 | 0.274 | 0.000 | |
| Midpoint velocity | (m/s) | | 3.91 | | 8.86 | |
| - In/Out | (m/s) | | | 9.38 | 8.33 | |
| Heat transfer safety factor | (--) | | 1 | | 1 | |
| Fouling | (m2-K/W) | | 0.004997 | | 0.004997 | |
| | | Exchanger Performance | | | | |
| Outside film coef | (W/m2-K) | 45.74 | Actual U | (W/m2-K) | 14.344 | |
| Tubeside film coef | (W/m2-K) | 30.13 | Required U | (W/m2-K) | 14.468 | |
| Clean coef | (W/m2-K) | 16.917 | Area | (m2) | 41.515 | |
| Hot regime | | Sens. Gas | Overdesign | (%) | -0.86 | |
| Cold regime | | Sens. Gas | Tube Geometry | | | |
| EMTD | (Deg C) | 159.0 | Tube type | | Plain | |
| Duty | (MegaWatts) | 0.096 | Tube OD | (mm) | 48.300 | |
| Unit Geometry | | | Tube ID | (mm) | 43.100 | |
| Bays in parallel per unit | | 1 | Length | (m) | 1.800 | |
| Bundles parallel per bay | | 1 | Area ratio(out/in) | (--) | 1.12065 | |
| Extended area | (m2) | 41.515 | Layout | | Inline | |
| Bare area | (m2) | 41.515 | Trans pitch | (mm) | 90.000 | |
| Bundle width | (m) | 1.250 | Long pitch | (mm) | 90.000 | |
| Nozzle | | Inlet | Outlet | | | |
| Number | (--) | 1 | 1 | Number of passes | (--) | 1 |
| Diameter | (mm) | 387.351 | 387.351 | Number of rows | (--) | 12 |
| Velocity | (m/s) | 19.51 | 17.32 | Tube count | (--) | 168 |
| R-V-SQ | (kg/m-s2) | 271.47 | 241.04 | Tube count Odd/Even | (--) | 14 / 14 |
| Pressure drop | (kPa) | 0.134 | 0.060 | Tube material | | Carbon steel |
| Fan Geometry | | | Fin Geometry | | | |
| No/bay | (--) | 0 | Type | | None | |
| Fan ring type | | | Fins/length | fin/meter | | |
| Diameter | (m) | 0.000 | Fin root | mm | | |
| Ratio, Fan/bundle face area | (--) | | Height | mm | | |
| Driver power | (kW) | 0.00 | Base thickness | mm | | |
| Tip clearance | (mm) | 0.000 | Over fin | mm | | |
| Efficiency | (%) | 0 | Efficiency | (%) | | |
| Airside Velocities | | Actual | Standard | Area ratio (fin/bare) | (--) | |
| Face | (m/s) | 1.60 | 1.59 | Material | | |
| Maximum | (m/s) | 3.78 | 3.77 | Thermal Resistance; % | | |
| Flow | (100 m3/min) | 2.154 | 2.152 | Air | 31.36 | |
| Velocity pressure | (Pa) | 0.00 | | Tube | 53.35 | |
| Bundle pressure drop | (Pa) | 31.26 | | Fouling | 15.21 | |
| Bundle flow fraction | (--) | 1.000 | | Metal | 0.08 | |
| Bundle | 100.00 | Airside Pressure Drop; % | | Bond | 0.00 | |
| Ground clearance | 0.00 | Fan guard | 0.00 | Louvers | 0.00 | |
| Fan ring | 0.00 | Fan area blockage | 0.00 | Hail screen | 0.00 | |
| | | | | Steam coil | 0.00 | |

P-6 Výsledky programu HTRI varianta B

| | | | | | |
|---|--------------|---|-----------------------|-----------------------|-----------------------------------|
| HTRI | | Output Summary | | Page 1 | |
| | | Released to the following organization: | | | |
| | | VUT | | | |
| | | Kilkovsky | | | |
| Xace E Ver. 6.00 SP1 24.5.2012 8:26 SN: 1600211770 | | | | SI Units | |
| Simulation-Horizontal economizer cocurrent to crossflow | | | | | |
| 1 See Data Check Messages Report for Warning Messages. | | | | | |
| 2 See Runtime Message Report for Warning Messages. | | | | | |
| Process Conditions | | Outside | | Tubeside | |
| Fluid name | Vzduch | | | Spaliny | |
| Fluid condition | | Sens. Gas | | Sens. Gas | |
| Total flow rate | (kg/s) | 4.310 | | 1.640 | |
| Weight fraction vapor, In/Out | | 1.000 | 1.000 | 1.000 | 1.000 |
| Temperature, In/Out | (Deg C) | 20.00 | 42.06 | 220.00 | 163.47 |
| Skin temperature, Min/Max | (Deg C) | 38.87 | 65.74 | 71.94 | 106.86 |
| Pressure, Inlet/Outlet | (kPa) | 101.001 | 100.797 | 101.001 | 100.323 |
| Pressure drop, Total/Allow | (kPa) (kPa) | 0.204 | 0.000 | 0.678 | 0.000 |
| Midpoint velocity | (m/s) | | 8.17 | | 23.29 |
| - In/Out | (m/s) | | | 24.62 | 21.94 |
| Heat transfer safety factor | (--) | | 1 | | 1 |
| Fouling | (m2-K/W) | | 0.004997 | | 0.004997 |
| Exchanger Performance | | | | | |
| Outside film coef | (W/m2-K) | 43.36 | Actual U | (W/m2-K) | 5.410 |
| Tubeside film coef | (W/m2-K) | 64.58 | Required U | (W/m2-K) | 5.454 |
| Clean coef | (W/m2-K) | 7.059 | Area | (m2) | 110.286 |
| Hot regime | | Sens. Gas | Overdesign | (%) | -0.80 |
| Cold regime | | Sens. Gas | Tube Geometry | | |
| EMTD | (Deg C) | 159.0 | Tube type | High-finned | |
| Duty | (MegaWatts) | 0.096 | Tube OD | (mm) | 48.300 |
| Unit Geometry | | | Tube ID | (mm) | 43.100 |
| Bays in parallel per unit | | 1 | Length | (m) | 1.800 |
| Bundles parallel per bay | | 1 | Area ratio(out/in) | (--) | 7.63618 |
| Extended area | (m2) | 110.286 | Layout | Staggered | |
| Bare area | (m2) | 16.185 | Trans pitch | (mm) | 90.000 |
| Bundle width | (m) | 0.783 | Long pitch | (mm) | 90.000 |
| Nozzle | | Inlet | Outlet | Number of passes | (--) |
| Number | (--) | 1 | 1 | Number of rows | (--) |
| Diameter | (mm) | 387.351 | 387.351 | Tubecount | (--) |
| Velocity | (m/s) | 19.51 | 17.39 | Tubecount Odd/Even | (--) |
| R-V-SQ | (kg/m-s2) | 271.47 | 241.97 | Tube material | Carbon steel |
| Pressure drop | (kPa) | 0.122 | 0.057 | Fin Geometry | |
| Fan Geometry | | | Type | Plain round | |
| No/bay | (--) | | Fins/length | fin/meter | 100.0 |
| Fan ring type | | | Fin root | mm | 48.300 |
| Diameter | (m) | | Height | mm | 20.000 |
| Ratio, Fan/bundle face area | (--) | | Base thickness | mm | 1.905 |
| Driver power | (kW) | | Over fin | mm | 88.300 |
| Tip clearance | (mm) | | Efficiency | (%) | 66.4 |
| Efficiency | (%) | | Area ratio (fin/bare) | (--) | 6.81407 |
| Airside Velocities | | Actual | Standard | Material | 304 Stainless steel (18 Cr, 8 Ni) |
| Face | (m/s) | 2.55 | 2.54 | Thermal Resistance; % | |
| Maximum | (m/s) | 7.90 | 7.90 | Air | 12.48 |
| Flow | (100 m3/min) | 2.154 | 2.152 | Tube | 63.97 |
| Velocity pressure | (Pa) | 0.00 | | Fouling | 23.36 |
| Bundle pressure drop | (Pa) | 204.00 | | Metal | 0.19 |
| Bundle flow fraction | (--) | 1.000 | | Bond | 0.00 |
| Bundle | 100.00 | Airside Pressure Drop; % | | Louvers | 0.00 |
| Ground clearance | 0.00 | Fan guard | 0.00 | Hail screen | 0.00 |
| Fan ring | 0.00 | Fan area blockage | 0.00 | Steam coil | 0.00 |